



TUGAS AKHIR - TM 1585

**ANALISA *VARIABLE MOMENT OF INERTIA*
(VMI) *FLYWHEEL* PADA *HYDRO-SHOCK*
ABSORBER KENDARAAN**

HASBULAH ZARKASY
2111 100 123

Dosen Pembimbing
Dr. Harus Laksana Guntur, ST., M.Eng.

PROGRAM SARJANA
JURUSAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA 2016



FINAL PROJECT - TM 1585

ANALYSIS OF VARIABLE MOMENT OF INERTIA (VMI) FLYWHEEL ON VEHICLE'S HYDRO-SHOCK ABSORBER

**HASBULAH ZARKASY
2111 100 123**

**Advisory Lecturer
Dr. Harus Laksana Guntur, ST., M.Eng.**

**BACHELOR PROGRAM
DEPARTEMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
FACULTY OF INDUSTRIAL TECHNOLOGY
SEPULUH NOPEMBER INSTITUTE OF TECHNOLOGY
SURABAYA 2016**

**ANALISA VARIABLE MOMENT OF INERTIA (VMI)
FLYWHEEL PADA HYDRO-SHOCK ABSORBER
KENDARAAN**

TUGAS AKHIR

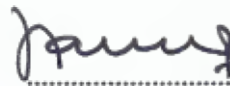
**Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
Pada Bidang Studi Vibrasi Dan Sistem Dinamis
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember**

Oleh:

**HASBULAH ZARKASY
NRP. 2111 100 123**

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

1. Dr. Harus Laksana Guntur, ST, M.Eng
(NIP. 197505111999031001)



(Pembimbing)

2. Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, MSc, PhD
(NIP. 195106051978031002)



(Penguji I)

3. Moch. Solichin, ST, MT
(NIP. 198908172015041003)



(Penguji II)

4. Dr. Wiwiek Hendrowati, ST, MT
(NIP. 197004121997032003)



(Penguji III)



**SURABAYA
Juli, 2016**

**ANALISA VARIABLE MOMENT OF INERTIA (VMI)
FLYWHEEL PADA HYDRO-SHOCK ABSORBER
KENDARAAN**

Nama Mahasiswa	: Hasbullah Zarkasy
NRP	: 2111100123
Jurusan	: Teknik Mesin FTI-ITS
Dosen Pembimbing	: Dr. Eng Harus Laksana Guntur ST,M.Eng

Abstrak

Flywheel selama ini dimanfaatkan untuk meredam perubahan kecepatan pada mobil dengan cara memanfaatkan momen inersia. Karena momen inersia yang dimilikinya, *flywheel* mampu menyimpan energi mekanik dalam waktu singkat, membuat mesin berputar dengan lebih lembut. Baru-baru ini dilakukan penelitian lebih lanjut mengenai pemanfaatan dari *flywheel*, yakni pada sistem suspensi. Sistem suspensi konvensional biasanya hanya terdiri dari pegas dan peredam, sedangkan massa jarang sekali digunakan. Padahal massa juga mampu memberikan efek seperti redaman apabila dipasangkan di sana dalam bentuk *flywheel*. Akan tetapi selama ini penelitian yang dilakukan terbatas pada *flywheel* dengan momen inersia yang konstan (*Constant Moment of Inertia*). Dalam tugas akhir ini, *shock absorber* yang akan dimodelkan memanfaatkan prinsip hidraulik dari fluida untuk mentransfer energi pada suspensi menuju ke *flywheel*. Adapun sistem dari pemodelan seperempat kendaraan (*quarter car*) memiliki dua derajat kebebasan.

Metodologi percobaan yang dilakukan antara lain studi literatur, pemodelan matematis sistem suspensi yang menggunakan baik *VMI Flywheel* ataupun *CMI Flywheel*, pembuatan persamaan gerak sistem, pembuatan blok simulasi dengan *software* Matlab dengan input sinusoidal dan impuls. Beberapa hal yang divariasikan adalah frekuensi kerja pada input

sinusoidal yakni 0.01 Hz, 0.1 Hz, 1 Hz, 1.5 Hz dan 2 Hz, massa *slider* dengan bahan aluminium, titanium dan baja. Selain itu juga akan dianalisa respon dinamis *slider* pada saat *flywheel* berputar dengan input sinusoidal dan impuls dengan variasi yang sama. Setelah itu dilakukan pemodelan sistem seperempat kendaraan, proses pembuatan persamaan gerak sistem, dan proses simulasi untuk mengetahui respon dinamisnya.

Hasil yang didapat dari penelitian ini adalah, variasi massa *slider* berpengaruh terhadap gaya redam yang dihasilkan oleh *VMI Flywheel*. Semakin besar massa *slider*, gaya redam yang muncul juga akan semakin besar. Faktor frekuensi kerja juga ikut berpengaruh. Semakin besar frekuensi kerja, gaya redam juga ikut membesar. Perpindahan yang dialami oleh *slider* juga tergantung pada jenis *slider* tersebut. Semakin besar massa *slider*, perpindahan yang dialami juga akan semakin besar. Performa *VMI Flywheel* lebih bagus dari *CMI Flywheel* pada frekuensi rendah saja. Sedangkan pada frekuensi tinggi, performa *VMI Flywheel* tidak bagus dan menyebabkan kendaraan tidak nyaman.

Kata kunci : *Flywheel*, *quarter car*, respon dinamis, kenyamanan kendaraan.

ANALYSIS OF VARIABLE MOMENT OF INERTIA (VMI) FLYWHEEL ON VEHICLE'S HYDRO-SHOCK ABSORBER

Name : Hasbullah Zarkasy
Student Identity Number : 2111100123
Department : Mechanical Engineering ITS
Supervisor : Dr. Eng Harus Laksana
Guntur ST.,M.Eng.

Abstract

Flywheel is a device that is commonly used to restore rotational energy due to its inertia. Usually flywheel is applied on vehicle's engine or conventional sewing machine. Currently, some people did research about the application of flywheel, which is on shock absorber. A conventional suspension usually consists of spring and damper. A mass is rarely used though it could provide an effect like damper when being applied as flywheel. Those people researched it but the flywheels they used as object were Constant Moment of Inertia (CMI) Flywheel. In this thesis, something different will be done where Variable Moment of Inertia (VMI) Flywheel is being used as an object.

The first step to do is build mathematical model of hydraulic suspension. Then, do the simulation of hydraulic suspension before and after applied into quarter car model to get dynamic behavior. Some inputs will be varied, such as frequency of sinusoidal input and the material of slider.

The results of this research are, the material of slider affects the magnitude of damping force. The heavier the slider, the damping force produced by suspension will be higher. The frequency of sinusoidal input also affects the damping force. The higher the frequency, the higher the damping force. The displacement is also affected by its materials. The heavier the slider, the higher its displacement. When being applied into quarter car model, VMI Flywheel is better than CMI Flywheel

only in low frequency. When the frequency is high, say above 1 Hz, CMI Flywheel is better.

Keywords : Flywheel, quarter car, dynamic respond, vehicle comfort.

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	
LEMBAR PENGESAHAN	i
ABSTRAK	iii
KATA PENGANTAR	vii
DAFTAR ISI	ix
DAFTAR GAMBAR.....	xiii
DAFTAR TABEL	xvii

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Perumusan Masalah	1
1.3 Batasan Masalah	2
1.4 Tujuan Penelitian	2
1.5 Manfaat Penelitian	3

BAB II KAJIAN PUSTAKA

2.1 <i>Vibration Absorber</i>	5
2.2 Karakteristik Redaman	10
2.3 <i>Motion of Base</i>	11
2.4 Performa Suspensi	12
2.5 <i>CMI Flywheel</i> pada <i>Hydro-Shock Absorber</i>	14
2.6 <i>VMI Flywheel</i>	17

BAB III METODOLOGI

3.1 Metode Penelitian	19
3.2 Tahap Studi Literatur	22
3.3 Tahap Pemodelan dan Simulasi Sistem Suspensi	22
3.3.1 Pemodelan Sistem Suspensi <i>VMI Flywheel</i>	22
3.3.2 Persamaan Gerak Suspensi <i>VMI Flywheel</i>	25
3.3.3 Pembuatan Blok Simulasi Sistem	25
3.3.4 Pemodelan Sistem Suspensi <i>CMI Flywheel</i>	28
3.3.5 Persamaan Gerak Suspensi <i>CMI Flywheel</i>	29
3.3.6 Pembuatan Blok Simulasi Sistem	30

3.3.7	Pemodelan <i>Slider</i> pada <i>VMI Flywheel</i>	32
3.3.8	Persamaan Gerak <i>Slider</i>	32
3.3.9	Pembuatan Blok Simulasi <i>Slider</i>	33
3.4	Tahap Pemodelan Sistem Seperempat Kendaraan.....	35
3.4.1	Pembuatan Persamaan Seperempat Kendaraan	35
3.4.2	Simulasi Sistem Seperempat Kendaraan	37
3.4.3	Analisa Grafik Sistem Seperempat Kendaraan.....	39

BAB IV PEMODELAN SISTEM

4.1	Pemodelan Dinamis Sistem Suspensi	41
4.1.1	Sistem Hidrolik dengan Penambahan <i>Flywheel</i>	41
4.1.2	<i>Slider</i> dan Momen Inersia <i>VMI Flywheel</i>	46
4.2	Pemodelan Dinamis Seperempat Kendaraan.....	49
4.3	Diagram Blok	51
4.3.1	Input yang Digunakan.....	51
4.3.2	Diagram Blok Sistem Suspensi	53
4.3.3	Diagram Blok Sistem Seperempat Kendaraan.....	56

BAB V ANALISA HASIL DAN PEMBAHASAN

5.1	Karakteristik Gaya Redam <i>VMI Flywheel 1</i>	59
5.2	Karakteristik Gaya Redam <i>VMI Flywheel 2</i>	62
5.3	Perbandingan <i>VMI Flywheel</i> dan <i>CMI Flywheel 1</i>	69
5.4	<i>VMI Flywheel</i> Input <i>Bump Modified</i>	75
5.5	Perbandingan <i>VMI Flywheel</i> dan <i>CMI Flywheel 2</i>	77
5.6	Respon Dinamis <i>Slider</i> dengan Variasi Frekuensi	78
5.7	Respon Dinamis <i>Slider</i> dengan Input <i>Bump Modified</i>	80
5.8	Respon Dinamis Kendaraan dengan Input Sinusoidal.....	81
5.9	Perbandingan Respon Dinamis Kendaraan 1	84
5.10	Respon Dinamis Kendaraan Input <i>Bump Modified</i>	89
5.11	Perbandingan Respon Dinamis Kendaraan 2	90

BAB VI KESIMPULAN DAN SARAN

6.1 Kesimpulan.....	93
6.2 Saran	94

DAFTAR PUSTAKA.....	95
---------------------	----

BIOGRAFI PENULIS	97
------------------------	----

“halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	Karakteristik Redaman yang Menunjukkan Adanya Energi Terbuang	5
Gambar 2.2	Pressure Drop yang Terjadi Akibat Perubahan Luas Penampang	6
Gambar 2.3	Pemasangan <i>Accumulator</i> Sebagai <i>Spring</i> dan <i>Coulomb Damping</i>	7
Gambar 2.4	Koefisien <i>Head Loss Minor</i> untuk Area yang Menyempit dan Meluas.....	8
Gambar 2.5	Karakteristik Redaman untuk Berbagai macam <i>Damping Ratio</i>	10
Gambar 2.6	<i>Base Excitation</i>	11
Gambar 2.7	Variasi T_d dan Sudut Fasa	12
Gambar 2.8	Batas Kelelahan atau Penurunan Kinerja Pengemudi Akibat Getaran	13
Gambar 2.9	Skema Diagram HEERS	14
Gambar 2.10	Pengaruh Diameter Pipa Terhadap Karakteristik Gaya Redam.....	15
Gambar 2.11	Skema <i>Prototype</i> HRSA Milik Skriptyan	15
Gambar 2.12	Pengaruh Roda Gigi Terhadap Gaya Redam ..	16
Gambar 2.13	Diagram Skematis <i>Electro Hydraulic System Suspension</i>	16
Gambar 2.14	Sistem Suspensi Poros Bebas.....	17
Gambar 2.15	Struktur <i>VMI Flywheel</i>	18
Gambar 3.1	Diagram alir penyelesaian tugas akhir	19
Gambar 3.2	Model Fisik Suspensi dengan <i>VMI Flywheel</i> ..	23
Gambar 3.3	Aliran Fluida Kerja Saat Proses Kompresi	23
Gambar 3.4	Aliran Fluida Kerja Saat Proses Ekspansi.....	24
Gambar 3.5	Model Fisik <i>VMI Flywheel</i>	24
Gambar 3.6	Diagram Alir Pembuatan Persamaan Gerak....	25
Gambar 3.7	Diagram Alir Proses Simulasi.....	27
Gambar 3.8	Model Fisik Sistem Suspensi <i>CMI Flywheel</i> ..	28
Gambar 3.9	Bentuk Fisik <i>CMI Flywheel</i>	28
Gambar 3.10	Diagram Alir Pembuatan Persamaan Gerak....	29

Gambar 3.11	Diagram Alir Proses Simulasi.....	31
Gambar 3.12	Model Fisik <i>Slider</i> pada <i>VMI Flywheel</i>	32
Gambar 3.13	Diagram Alir Pembuatan Persamaan Gerak....	33
Gambar 3.14	Diagram Alir Pembuatan Blok Diagram <i>Slider</i>	34
Gambar 3.15	Model Matematis Sistem Suspensi pada Kendaraan	35
Gambar 3.16	Diagram Alir Pembuatan Persamaan Gerak....	36
Gambar 3.17	Diagram Alir Pembuatan Blok Diagram Sistem Seperempat Kendaraan	38
Gambar 4.1	Skema Sistem Hidrolik	41
Gambar 4.2	<i>Free Body Diagram Flywheel</i>	45
Gambar 4.3	<i>VMI Flywheel</i> Saat berputar.....	46
Gambar 4.4	<i>Free Body Diagram Slider</i>	47
Gambar 4.5	Pendekatan Menghitung Momen Inersia	48
Gambar 4.6	<i>Free Body Diagram</i> Sistem Seperempat Kendaraan	49
Gambar 4.7	Input Sinusoidal	52
Gambar 4.8	Input <i>Bump Modified</i>	53
Gambar 4.9	Diagram Blok Sistem Suspensi.....	54
Gambar 4.10	Diagram Blok Sistem Hidrolik.....	54
Gambar 4.11	Diagram Blok Akumulator.....	54
Gambar 4.12	Diagram Blok <i>Head Loss</i>	55
Gambar 4.13	Diagram Blok <i>VMI Flywheel</i>	55
Gambar 4.14	Diagram Blok <i>Slider</i>	56
Gambar 4.15	Diagram Blok Kendaraan Input Sinusoidal	57
Gambar 4.16	Diagram Blok Kendaraan Input <i>Bump</i>	58
Gambar 4.17	Diagram Blok Input <i>Bump Modified</i>	58
Gambar 5.1	Karakteristik Gaya Redam <i>VMI Flywheel</i> Variasi Massa <i>Slider</i>	60
Gambar 5.2	Karakteristik Gaya Redam <i>VMI Flywheel</i> Variasi Massa <i>Slider</i>	61
Gambar 5.3	Karakteristik Gaya Redam <i>VMI Flywheel</i> Variasi Frekuensi.....	63

Gambar 5.4	Karakteristik Gaya Redam <i>VMI Flywheel</i> Variasi Frekuensi.....	64
Gambar 5.5	Karakteristik Gaya Redam <i>VMI Flywheel</i> Variasi Frekuensi.....	65
Gambar 5.6	Karakteristik Gaya Redam <i>VMI Flywheel</i> Variasi Frekuensi.....	66
Gambar 5.7	Karakteristik Gaya Redam <i>VMI Flywheel</i> Variasi Frekuensi.....	67
Gambar 5.8	Perbandingan Gaya Redam <i>VMI Flywheel</i> dan <i>CMI Flywheel</i>	71
Gambar 5.9	Perbandingan Gaya Redam <i>VMI Flywheel</i> dan <i>CMI Flywheel</i>	72
Gambar 5.10	Perbandingan Gaya Redam <i>VMI Flywheel</i> dan <i>CMI Flywheel</i>	73
Gambar 5.11	Perbandingan Gaya Redam <i>VMI Flywheel</i> dan <i>CMI Flywheel</i>	74
Gambar 5.12	Perbandingan Gaya Redam <i>VMI Flywheel</i> dan <i>CMI Flywheel</i>	75
Gambar 5.13	Karakteristik Gaya Redam dan Energi <i>VMI Flywheel</i> Input Bump.....	76
Gambar 5.14	Perbandingan Karakteristik Gaya Redam dan Energi	78
Gambar 5.15	Respon Dinamis <i>Slider</i> Variasi Frekuensi	79
Gambar 5.16	Respon Dinamis <i>Slider</i> Input Bump	80
Gambar 5.17	Respon Dinamis Kendaraan Input Sinusoidal.....	82
Gambar 5.18	Respon Dinamis Kendaraan Input Sinusoidal.....	83
Gambar 5.19	Perbandingan Respon Dinamis Kendaraan Input Sinusoidal.....	85
Gambar 5.20	Perbandingan Respon Dinamis Kendaraan Input Sinusoidal.....	87
Gambar 5.21	Perbandingan Respon Dinamis Kendaraan Input Sinusoidal.....	89
Gambar 5.22	Respon Dinamis Kendaraan Input <i>Bump</i>	90
Gambar 5.23	Perbandingan Respon Dinamis Kendaraan Input <i>Bump Modified</i>	91

“halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1	Koefisien <i>Head Loss Minor</i> pada <i>Inlet-Outlet</i>	8
Tabel 2.2	Koefisien Loss untuk <i>Valve</i> dan <i>Fitting</i>	9
Tabel 2.3	Standar ISO 2631 tentang tingkat kenyamanan kendaraan berdasar RMS	13
Tabel 2.4	Potensi Energi yang Bisa Dimanfaatkan.....	14
Tabel 3.1	Parameter yang digunakan untuk proses simulasi <i>VMI Flywheel</i>	26
Tabel 3.2	Daftar Massa Jenis Bahan <i>Slider</i>	26
Tabel 3.3	Parameter yang digunakan untuk proses simulasi <i>CMI Flywheel</i>	30
Tabel 3.4	Parameter Kendaraan <i>Multi Purpose Vehicle (MPV)</i>	37
Tabel 5.1	Variasi Jenis Bahan <i>Slider</i>	60
Tabel 5.2	Besar Gaya Redam dengan Variasi Massa <i>Slider</i> ...	62
Tabel 5.3	Variasi Frekuensi dengan Variasi Massa <i>Slider</i>	62
Tabel 5.4	Besar Gaya Redam dengan Variasi Frekuensi	68
Tabel 5.5	Variasi Massa <i>CMI Flywheel</i>	70
Tabel 5.6	Harga Gaya Redam dan Energi.....	76
Tabel 5.7	Variasi Massa <i>Slider</i> dan Frekuensi.....	79
Tabel 5.8	Parameter Mobil Jenis MPV	81

“halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Flywheel selama ini dimanfaatkan untuk meredam perubahan kecepatan pada mobil dengan cara memanfaatkan momen inersia. Karena momen inersia yang dimilikinya, *flywheel* mampu menyimpan energi mekanik dalam waktu singkat, membuat mesin berputar dengan lebih lembut. Baru-baru ini dilakukan penelitian lebih lanjut mengenai pemanfaatan dari *flywheel*, yakni pada sistem suspensi. Sistem suspensi konvensional biasanya hanya terdiri dari pegas dan peredam, sedangkan massa jarang sekali digunakan. Padahal massa juga mampu memberikan efek seperti redaman apabila dipasangkan di sana dalam bentuk *flywheel*. Akan tetapi selama ini penelitian yang dilakukan terbatas pada *flywheel* dengan momen inersia yang konstan (*Constant Moment of Inertia*).

Penelitian tentang *flywheel* dengan momen inersia yang tidak konstan (*Variable Moment of Inertia*) sempat dilakukan oleh Tongyi Xu dari Ottawa-Carleton Institute for Mechanical and Aerospace Engineering, Canada. Tongyi Xu meneliti respon dinamis kendaraan apabila dalam sistem suspensi kendaraan dipasang *VMI flywheel*.

Penelitian ini ditujukan untuk pengembangan lebih lanjut mengenai aplikasi dari *VMI Flywheel* pada sistem suspensi, untuk mencari performa optimal yang mampu dilakukan dengan cara melakukan variasi pada massa *slider* dan membandingkannya dengan *CM Flywheel*.

1.2 Perumusan Masalah

Perumusan masalah dalam penelitian ini antara lain:

1. Bagaimana karakteristik gaya redam dari *shock absorber* dengan *VMI Flywheel* untuk variasi massa *slider* dan frekuensi kerja?

2. Bagaimana respon dinamis *slider* selama *VMI Flywheel* berputar?
3. Bagaimana respon dinamis kendaraan akibat dari pemasangan *VMI Flywheel*?
4. Bagaimana perbandingan gaya redam *shock absorber* dengan *VMI Flywheel* terhadap *shock absorber* dengan *CMI Flywheel*?
5. Bagaimana perbandingan respon dinamis kendaraan yang menggunakan *shock absorber* dengan *VMI Flywheel* terhadap *shock absorber* dengan *CMI Flywheel*?

1.3 Batasan Masalah

Ada beberapa batasan masalah dalam tugas akhir ini, yaitu:

1. Kecepatan kendaraan bernilai konstan.
2. Pemodelan sistem adalah seperempat kendaraan 2 DoF.
3. Keadaan jalan dianggap lurus.
4. Fluida kerja pada silinder hidrolik adalah *incompressible flow*

1.4 Tujuan Penelitian

Adapun tujuan dilakukannya penelitian ini antara lain:

1. Mengetahui karakteristik gaya redam dari *shock absorber* dengan *VMI Flywheel* untuk variasi massa *slider* dan frekuensi kerja.
2. Mengetahui respon dinamis *slider* selama *VMI Flywheel* berputar.
3. Menganalisa respon dinamis kendaraan akibat dari pemasangan *VMI Flywheel*.
4. Membandingkan gaya redam *shock absorber* dengan *VMI Flywheel* terhadap *shock absorber* dengan *CMI Flywheel*.
5. Membandingkan respon dinamis kendaraan yang menggunakan *shock absorber* dengan *VMI Flywheel* terhadap *shock absorber* dengan *CMI Flywheel*.

1.5 Manfaat Penelitian

Manfaat dari penelitian ini adalah:

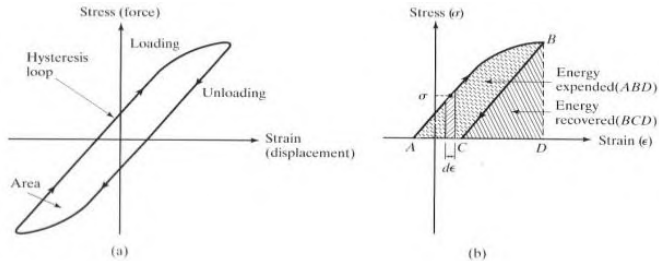
1. Memberikan informasi mengenai karakteristik gaya redam yang dihasilkan oleh *shock absorber* dengan *VMI Flywheel* terhadap variasi massa *slider*.
2. Memberikan informasi mengenai respon dinamis dari kendaraan yang menggunakan *shock absorber* dengan *VMI Flywheel*.
3. Memberikan informasi mengenai performa *shock absorber* dengan *VMI Flywheel* terhadap *shock absorber* dengan *CMI Flywheel*.

“halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB II KAJIAN PUSTAKA

2.1 *Vibration Absorber (Peredam Getaran/Kejut)*

Redaman adalah proses berkurangnya amplitudo dari sebuah osilasi yang diakibatkan oleh gaya-gaya hambat yang terjadi selama proses tersebut. Proses redaman terjadi akibat hilangnya energi yang digunakan oleh suatu benda untuk beresilasi. Biasanya, energi tersebut terbuang dalam bentuk panas.



Gambar 2.1 Karakteristik redaman yang menunjukkan adanya energi terbuang^[1]

Dalam *shock absorber*, redaman muncul, salah satunya adalah akibat pengaruh mekanik, diantaranya :

1. Perbedaan Luas Penampang *Orifice*

Ketika fluida mengalir pada sebuah area dengan luasan tertentu dan kemudian luas penampangnya berubah, akan terjadi *pressure drop* pada fluida tersebut. Perubahan tekanan yang terjadi dapat diketahui dari persamaan Bernoulli^[2] :

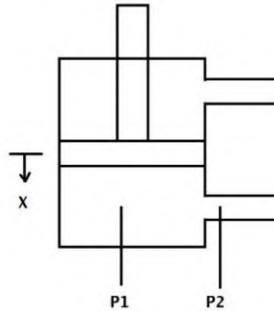
$$\frac{P_1}{\rho} + \frac{V_1^2}{2} + gz_1 = \frac{P_2}{\rho} + \frac{V_2^2}{2} + gz_2 \quad (2.1)$$

Jika diasumsikan kedua penampang berada pada ketinggian yang sama, persamaan akan menjadi :

$$\frac{P_1}{\rho} - \frac{P_2}{\rho} = \frac{V_2^2}{2} - \frac{V_1^2}{2}$$

$$P_1 - P_2 = \frac{\rho}{2} (V_2^2 - V_1^2) \quad (2.2)$$

Di mana P adalah tekanan, V adalah kecepatan fluida, dan ρ adalah massa jenis fluida.



Gambar 2.2 *Pressure drop* yang terjadi akibat perubahan luas penampang

2. Accumulator Hidrolik

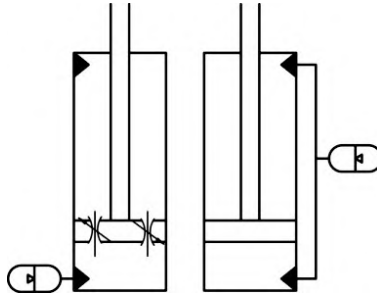
Accumulator hydraulic dapat berfungsi sebagai *spring* atau sebagai *coulomb friction* tergantung aplikasinya. Gambar 2.3 menunjukkan perbedaan pemasangan *accumulator* pada suatu silinder hidrolik. Ketika *accumulator* difungsikan sebagai *spring*, dirumuskan sebagai berikut.

$$P_{acc} = \frac{P_0 V_0^n}{(V_0 - A \cdot x(t))^n} \quad (2.3)$$

Di mana P_0 adalah tekanan awal, V_0 adalah volume awal, n adalah *polytrophic gas index*, $x(t)$ adalah displacement, dan A adalah luas penampang.

Ketika *accumulator* berfungsi sebagai *coulomb damping*, gaya redam yang dihasilkan dirumuskan sebagai berikut.

$$F_{acc} = P_0 \cdot A \quad (2.4)$$



Gambar 2.3 Pemasangan *accumulator* sebagai *spring* dan *coulomb damping*^[9]

3. **Head Loss Major dan Head Loss Minor**

Head Loss adalah kerugian energi per satuan berat fluida dalam aliran pada sistem perpipaan. *Head Loss* terbagi menjadi dua, yakni *Head Loss Major* dan *Head Loss Minor*^[2]

- **Head Loss Major**

Head Loss ini muncul ketika fluida mengalir pada pipa yang lurus dan bergesekan dengan dinding pipa. Persamaan untuk *Head Loss Major* adalah :

$$h_l = 32 \frac{L}{D} \frac{\mu \bar{V}}{\rho D} = \frac{L}{D} \frac{\bar{V}^2}{2} \left(64 \frac{\mu}{\rho \bar{V} D} \right) = \left(\frac{64}{Re} \right) \frac{L}{D} \frac{\bar{V}^2}{2} \quad (2.5)$$

Di mana L adalah panjang pipa, D adalah diameter pipa, Re adalah *Reynold Number*, dan V adalah kecepatan aliran fluida.

- **Head Loss Minor**



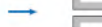
Berbeda dengan *Head Loss Major* yang hanya terjadi karena gesekan, *Head Loss Minor* terjadi karena banyak hal. Intinya adalah *Head Loss Minor* muncul akibat berubahnya kontur lintasan fluida seperti *elbow*, *inlet-outlet*, dan *valve*.

Secara umum persamaan *Head Loss Minor* ini dituliskan sebagai :

$$h = K \frac{v^2}{2} = \frac{L}{D} \frac{v^2}{2} \quad (2.6)$$

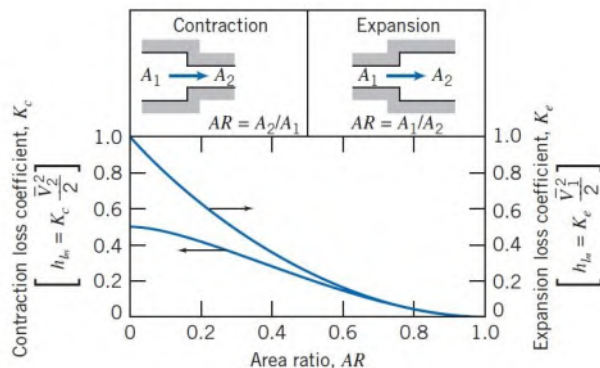
di mana K adalah koefisien loss, L adalah panjang ekivalen pipa, D adalah diameter pipa, dan v adalah kecepatan aliran fluida. Besar K bisa juga langsung ditentukan tergantung dari bentuk pipa, seperti yang terdapat pada tabel di bawah ini^[2]

Tabel 2.1 Koefisien *head loss minor* pada *inlet-outlet*^[3]

Entrance Type		Minor Loss Coefficient, K^a								
Reentrant		0.78								
Square-edged		0.5								
Rounded		<table><tr><td>r/D</td><td>0.02</td><td>0.06</td><td>≥ 0.15</td></tr><tr><td>K</td><td>0.28</td><td>0.15</td><td>0.04</td></tr></table>	r/D	0.02	0.06	≥ 0.15	K	0.28	0.15	0.04
r/D	0.02	0.06	≥ 0.15							
K	0.28	0.15	0.04							

^aBased on $h_{L_c} = K(\bar{V}^2/2)$, where \bar{V} is the mean velocity in the pipe.

Terjadinya penyempitan dan perluasan pada pipa juga mengakibatkan *head loss*, yang mana koefisien losenya dapat dilihat dari grafik 2.4



Gambar 2.4 Koefisien *head loss minor* untuk area yang menyempit dan meluas^[3]

Di mana J adalah momen inersia dan α adalah percepatan motor hidrolik. Menggabungkan persamaan (2.5), (2.6) dan (2.7) didapatkan persamaan pressure drop pada motor hidrolik^[5]

$$\Delta P = J \cdot \frac{\eta_v}{\eta_m \cdot q^2} Q \quad (2.10)$$

2.2 Karakteristik Redaman

Karakteristik redaman merupakan perilaku atau sifat dari peredam ketika mendapatkan gaya eksitasi. Karakteristik redaman ini bergantung pada nilai relatif dua parameter dasar yaitu frekuensi natural (ω_n) dan *damping ratio* (ζ)^[1].

Frekuensi natural (ω_n) adalah frekuensi yang sudah terkandung dalam sistem itu sendiri. Pada umumnya, jumlah frekuensi natural yang didapat dari analisa akan sama dengan jumlah d.o.f. sistem getar^[1].

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (2.11)$$

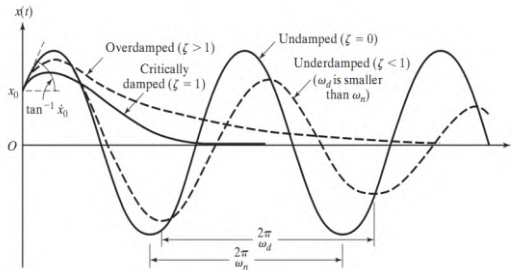
Damping ratio (ζ) adalah rasio koefisien damping yang ada (faktual) dengan koefisien damping kritis

$$\zeta = \frac{c}{c_c} = \frac{c}{2m\omega_n} \quad (2.12)$$

Sehingga,

$$\zeta = \frac{c}{c_c} = \frac{c}{2\sqrt{km}} \quad (2.13)$$

Nilai dari *damping ratio* (ζ) tersebutlah yang menentukan karakteristik dari suatu redaman. Sebagaimana yang ditunjukkan gambar 2.5 di bawah ini^[1],



Gambar 2.5 Karakteristik redaman untuk bermacam-macam *damping ratio*^[1]

2.3 Motion of Base

Terkadang sistem pegas-massa-peredam mengalami gerak harmonik, seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.6a. Eksitasi input $y(t)$ menyatakan perpindahan dari *base*, dan $x(t)$ menyatakan perpindahan massa dari posisi kesetimbangan statis pada waktu t . Apabila diasumsikan perpindahan x lebih besar daripada y , maka perpanjangan dari pegas adalah $(x-y)$ dan kecepatan relatif antara kedua ujung damper adalah $(\dot{x} - \dot{y})$. Dari *free body diagram* yang ditunjukkan pada gambar 2.6b, didapatkan persamaan gerak:

$$m\ddot{x} + c(\dot{x} - \dot{y}) + k(x - y) = 0 \quad (2.14)$$

Jika $y(t) = Y \sin \omega t$, persamaan (2.4) menjadi:

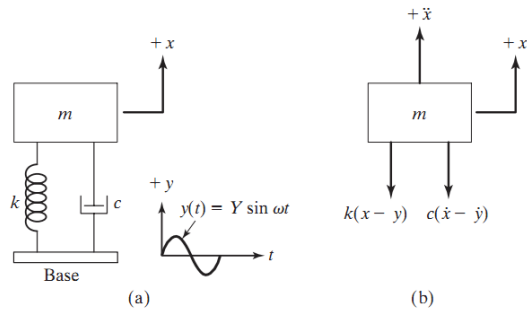
$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = ky + c\dot{y} = kY \sin \omega t + c\omega Y \cos \omega t = A \sin(\omega t - \alpha) \quad (2.15)$$

Dimana $A = Y\sqrt{k^2 + (c\omega)^2}$ dan $\alpha = \tan^{-1} \left[-\frac{c\omega}{k} \right]$.

Ini menunjukkan bahwa pemberian eksitasi ke *base* setara dengan memberikan gaya harmonik sebesar A ke massa. Sehingga respon steady state dari massa, $x_p(t)$, dapat dinyatakan sebagai:

$$x_p(t) = \frac{Y\sqrt{k^2 + (c\omega)^2}}{[(k - m\omega^2)^2 + (c\omega)^2]^{\frac{1}{2}}} \sin(\omega t - \phi_1 - \alpha) \quad (2.16)$$

Dimana $\phi_1 = \tan^{-1} \left[\frac{c\omega}{k - m\omega^2} \right]$



Gambar 2.6 Base Excitation^[1]

Menggunakan identitas trigonometri, persamaan (2.16) dapat ditulis secara lebih mudah sebagai:

$$x_p(t) = X \sin(\omega t - \phi) \quad (2.17)$$

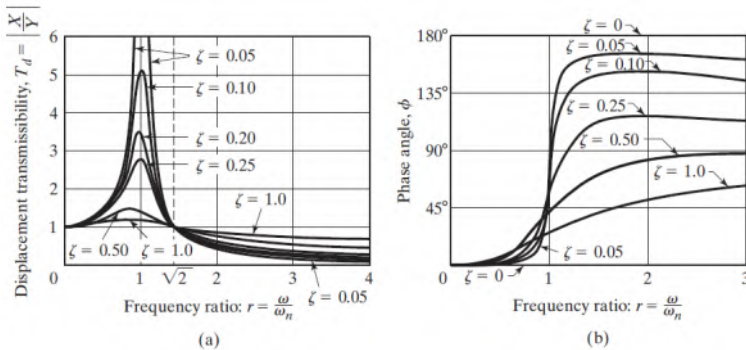
Dimana X dan ϕ ditentukan oleh:

$$\frac{X}{Y} = \left[\frac{k^2 + (c\omega)^2}{(k - m\omega^2)^2 + (c\omega)^2} \right]^{1/2} \quad (2.18)$$

dan

$$\phi = \tan^{-1} \left[\frac{mc\omega^3}{k(k - m\omega^2) + (c\omega)^2} \right] \quad (2.19)$$

Rasio antara amplitudo X terhadap Y disebut sebagai *displacement transmissibility*. Gambar 2.7 menunjukkan *displacement transmissibility* dan sudut fasa dengan variasi *damping ratio*.



Gambar 2.7 Variasi T_d dan sudut fasa terhadap *frekuensi ratio* untuk harga *damping ratio* yang berbeda-beda^[1]

2.4 Performa Suspensi

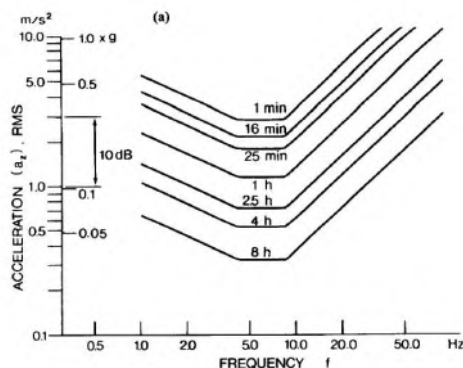
Sebuah suspensi biasanya diuji terlebih dahulu dengan diberikan gaya eksitasi. Jenis eksitasi yang diberikan biasanya ada dua jenis, yakni eksitasi sinusoidal dan impuls. Eksitasi sinusoidal diberikan untuk mengetahui steady state response, sedangkan eksitasi impuls diberikan untuk mengetahui homogenous response. Banyak penelitian yang telah dilakukan untuk

menentukan faktor yang berpengaruh terhadap kenyamanan dalam berkendara, seperti bagaimana perilaku tubuh manusia ketika diberikan getaran bebas. Hasil yang didapatkan adalah, tubuh manusia sangat sensitif dengan frekuensi getar di bawah 1 Hz. Apakah sebuah kendaraan dinilai nyaman atau tidak, digunakanlah standar ISO 2631^[6]

Tabel 2.3 Standar ISO 2631 tentang tingkat kenyamanan kendaraan berdasar RMS

No	Percepatan/RMS (m/s^2)	Keterangan
1	$a < 0.315$	Tidak ada keluhan
2	0.315 - 0.63	Sedikit tidak nyaman
3	0.5 – 1	Agak tidak nyaman
4	0.8 – 1.6	Tidak nyaman
5	1.25 – 2.5	Sangat tidak nyaman
6	$a > 2$	Amat sangat tidak nyaman

Selain percepatan yang dialami oleh pengendara, tingkat kelelahan pengendara akibat getaran pun juga patut diperhitungkan, yang mana hal ini tercakup dalam standar ISO 2361, 1974. Standar ini berlaku untuk kendaraan transportasi dan kendaraan industri^[7]



Gambar 2.8 Batas kelelahan pengemudi akibat getaran^[7]

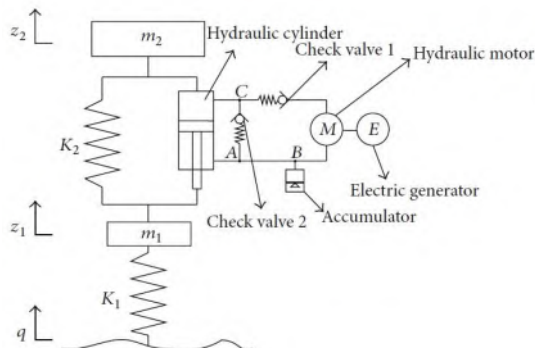
2.5 Constant Moment of Inertia (CMI) Flywheel pada Hydro-Shock Absorber

Penelitian mengenai pemanfaatan energi buang pada proses redaman telah dilakukan oleh banyak pihak. Mereka mencoba untuk mengonversi energi buang tersebut menjadi bentuk energi lain, misalnya listrik. Sebuah data menunjukkan potensi energi yang bisa dimanfaatkan dari suspensi sebuah truk berat seperti yang ada dalam tabel 2.4

Tabel 2.4 Potensi energi yang bisa dimanfaatkan^[8]

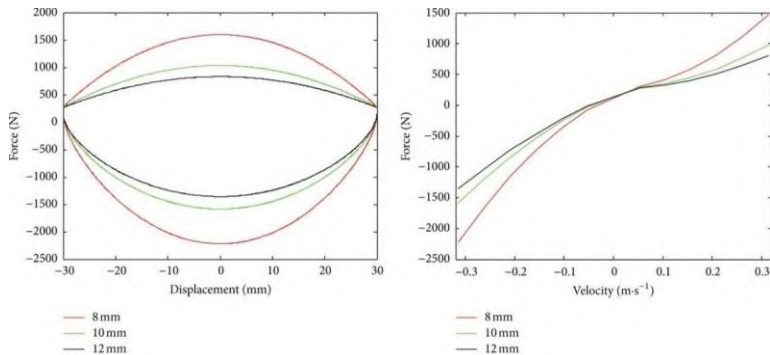
1 cm displacement: 6 J	Summing over four wheels	24 J
3 cm displacement: 54 J		216 J
6 cm displacement: 216 J		864 J
9 cm displacement: 486 J		1994 J

Pada tahun 2014 Lin dkk. melakukan penelitian tentang *Hydraulic-Electricity Energy Regenerative Suspension (HEERS)* yang mana prinsipnya adalah memanfaatkan energi yang terdisipasi selama proses redaman tadi menjadi listrik, dengan rancangan HEERS sebagai berikut.



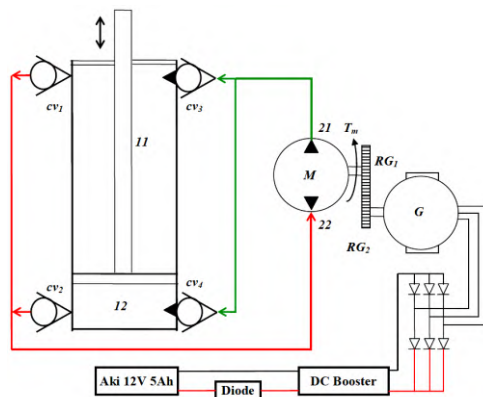
Gambar 2.9 Skema diagram HEERS^[5]

Salah satu hal yang dilakukan Lin pada penelitian ini adalah mengetahui dampak dari diameter pipa hidrolis terhadap karakteristik gaya redam yang muncul, dan berikut hasilnya.



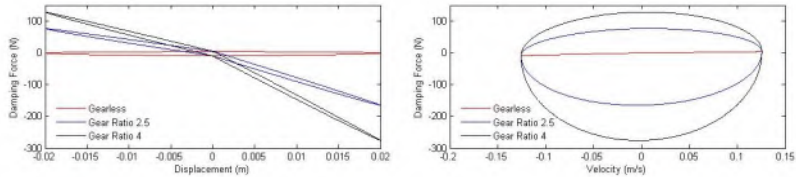
Gambar 2.10 Pengaruh diameter pipa terhadap gaya redam

Penelitian lain seputar *regenerative shock absorber* dilakukan oleh Skriptyan pada tahun 2015. Beliau menambahkan pasangan gear di antara motor hidrolik dan generator, seperti yang nampak pada gambar 2.11



Gambar 2.11 Skema *prototype* HRSA milik Skriptyan^[9]

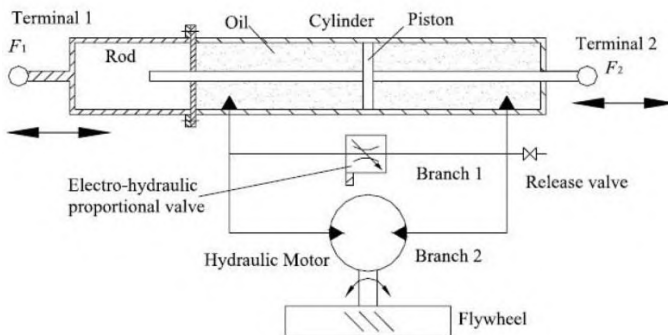
Hasil dari penelitian Skriptyan menunjukkan bahwa semakin besar rasio roda gigi, akan semakin memperbesar gaya redam seperti pada gambar 2.12



Gambar 2.12 Pengaruh roda gigi terhadap gaya redam

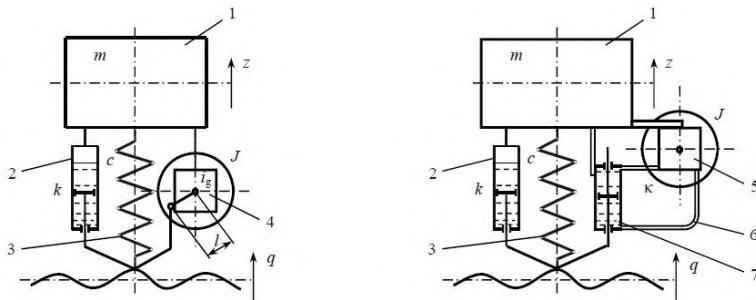
Mengapa demikian? Karena roda gigi memiliki momen inersia yang apabila berputar akan memberikan efek layaknya sebuah peredam. Penelitian mengenai sistem suspensi dengan gaya redam berupa momen inersia telah dilakukan sebelumnya, salah satunya yakni oleh Li dan Liang pada tahun 2011 tentang *Two Terminal Electro-Hydraulic System*. Sistem suspensi tersebut berupa kombinasi antara *shock absorber* tranmisi hidrolik dengan *flywheel*^[10]

Flywheel yang sebelumnya dimanfaatkan di kendaraan untuk menyimpan energi mekanik dan memperhalus putaran mesin, kali ini akan diterapkan pada sistem suspensi.



Gambar 2.13 Skematis *Electro-Hydraulic System Suspension*^[10]

Flywheel yang digunakan oleh Li dan Liang masih berupa *Constant Moment of Inertia (CMI) Flywheel*, yakni *flywheel* dengan momen inersia konstan. Penelitian serupa untuk mengetahui bagaimana kemampuan meredam sebuah suspensi yang menggunakan *CMI Flywheel* dilakukan oleh Pozdeev, Chernyshov dan Ryabov pada tahun 2015. Mereka membandingkan dua kondisi, yang pertama sistem suspensi yang menggunakan transmisi mekanik untuk menggerakkan *flywheel*. Sistem yang kedua adalah menggunakan transmisi hidrolis untuk menggerakkan *flywheel*^[12].

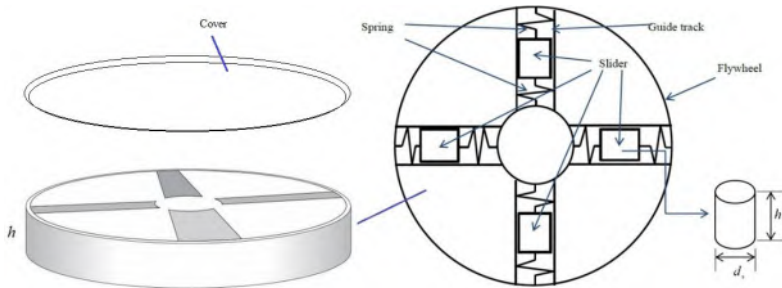


Gambar 2.14 Model suspensi transmisi mekanis dan hidrolis^[2]

Kesimpulan yang mereka dapat saat itu adalah, sistem suspensi yang menggunakan transmisi hidrolis bekerja lebih baik dibandingkan system yang menggunakan transmisi mekanis, karena menghasilkan amplitudo yang lebih kecil dari body kendaraan.

2.6 Variable Moment of Inertia (VMI) Flywheel

VMI Flywheel adalah *flywheel* yang memiliki momen inersia tidak konstan seperti halnya gear tadi. *Flywheel* ini terdiri dari tiga bagian utama seperti yang tampak pada gambar 2.15, yakni *flywheel*, slider dan pegas.



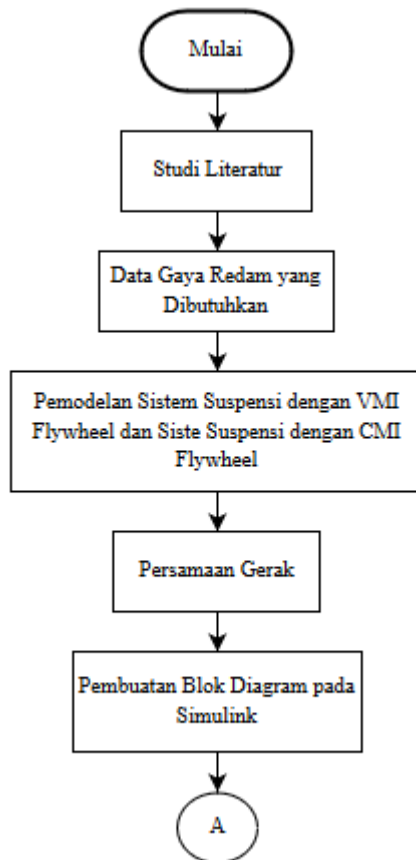
Gambar 2.15 Struktur VMI Flywheel

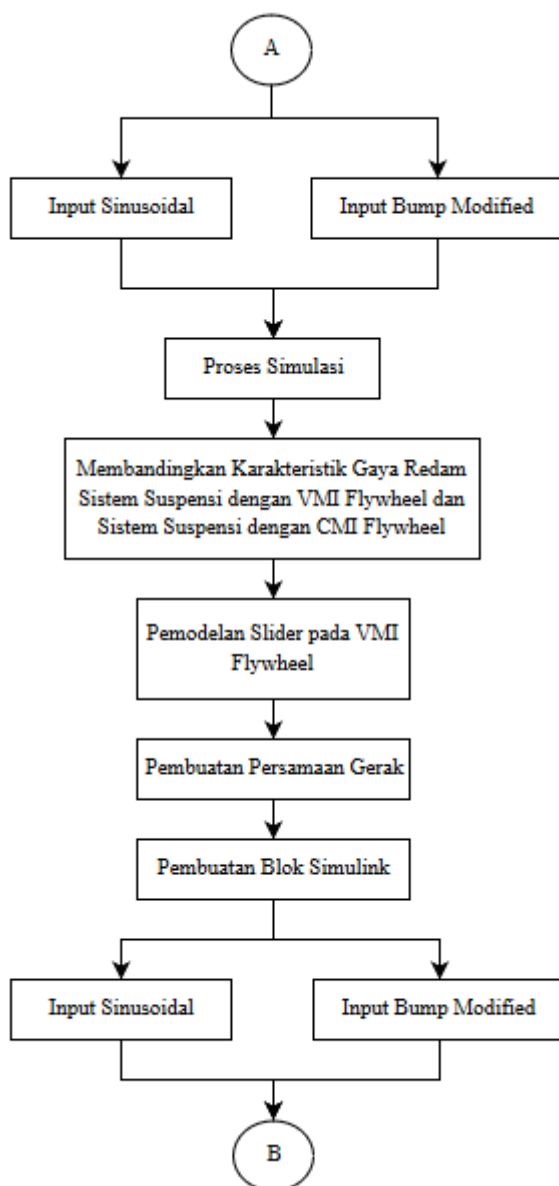
Prinsip kerja dari *VMI Flywheel* ini adalah ketika *flywheel* berputar, slider akan mengembang disebabkan oleh gaya sentrifugal. Mengembangnya slider akan merubah harga momen inersia dari *flywheel*. Kelebihan *VMI Flywheel* dengan sistem *semi-active suspension* yang lain ada pada kemudahannya. Dibandingkan dengan *semi-active suspension* yang menggunakan *controller*, proses pembuatan *VMI Flywheel* akan jauh lebih mudah dan murah. Apabila dibandingkan *semi-active suspension* yang tidak menggunakan *controller*, *VMI Flywheel* memiliki keuntungan lain, yakni *flywheel* tersebut dapat dikopel dengan generator yang nantinya digunakan sebagai bagian dari system *Regenerative Shock Absorber*.

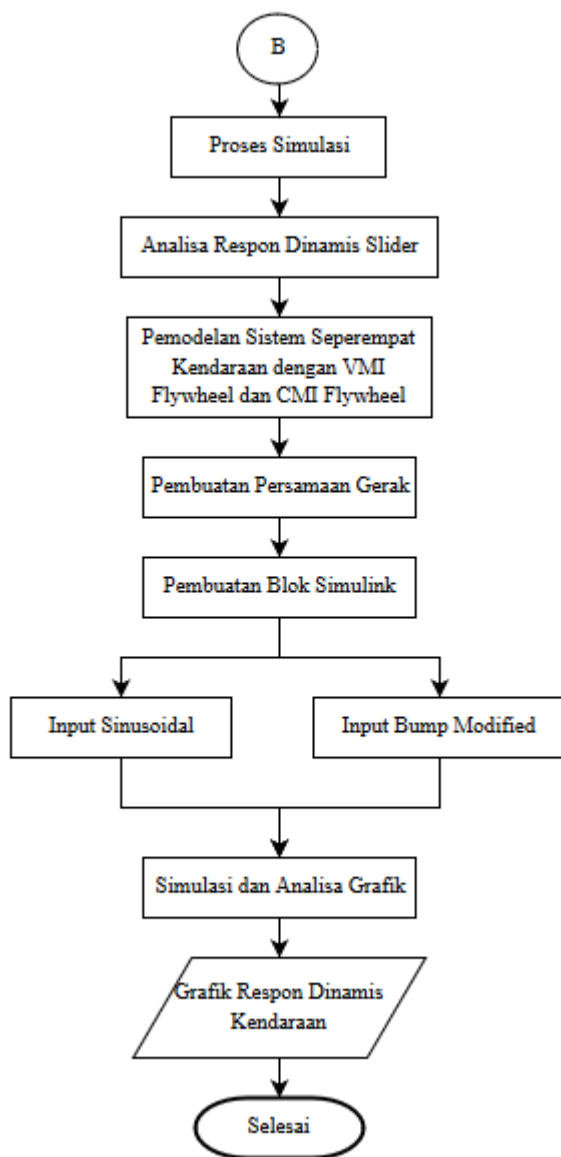
BAB III METODOLOGI

3.1 Metode Penelitian

Tugas Akhir ini ditulis untuk mengetahui respon dinamis kendaraan dari penggunaan *shock absorber* dengan *VMI Flywheel* kemudian membandingkannya dengan *shock absorber* dengan *CMI Flywheel*. Dalam menganalisis dilakukan beberapa langkah yang ditunjukkan oleh diagram alir pada gambar 3.1







Gambar 3.1. Diagram alir penyelesaian tugas akhir

Metode pelaksanaan tugas akhir ini secara umum ditunjukkan pada Gambar 3.1, diawali dengan studi literatur. Selanjutnya dilakukan pemodelan matematis sistem suspensi dengan *VMI Flywheel* dan *CMI Flywheel*, kemudian dibuat persamaan gerak dan blok simulasi sistem. Karakteristik gaya redaman pada kedua sistem tersebut kemudian dianalisa dan dibandingkan. Setelah itu dilakukan analisa terhadap respon dinamis slider pada saat *VMI Flywheel* berputar. Pada akhirnya, kedua sistem suspensi tadi dipasangkan pada model seperempat kendaraan yang diberi input sinusoidal dan impuls. Blok simulasi kembali dibuat dan pada tahap akhir dilakukan analisis hasil dan pengambilan kesimpulan serta pemberian saran untuk peneliti selanjutnya.

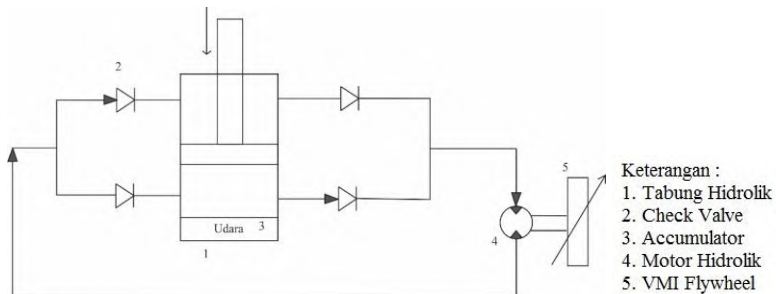
3.2 Tahap Studi Literatur

Dalam penulisan Tugas Akhir ini diperlukan referensi-referensi yang dapat menunjang dalam menganalisis sistem *VMI Flywheel*. Oleh sebab itu, diperlukan adanya studi literatur untuk menambah wawasan, pengetahuan, dan landasan mengenai permasalahan yang akan dibahas. Adapun materi dari studi literatur yang mendukung dalam penulisan Tugas Akhir ini yaitu mekanika getaran dasar, getaran pada suspensi kendaraan, pemodelan sistem dinamis, sistem mekanis getaran translasi dan rotasi, mekanisme hidrolis, jurnal tentang *VMI Flywheel*, serta blok simulasi pada program Simulink Matlab. Referensi untuk studi literatur didapat dari buku, jurnal-jurnal ilmiah, maupun penelitian-penelitian terdahulu yang berkaitan.

3.3 Tahap Pemodelan dan Simulasi Sistem Suspensi

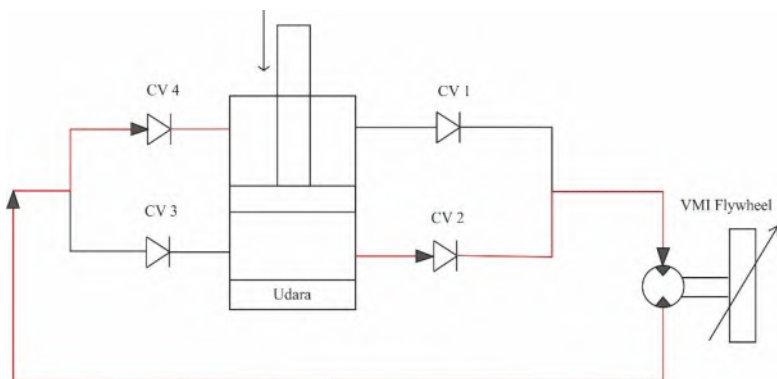
3.3.1 Pemodelan Sistem Suspensi dengan VMI Flywheel

Dalam tugas akhir ini akan dianalisa karakteristik gaya redaman dari sistem suspensi yang terpasang *VMI Flywheel* dengan input sinusoidal. Berikut pemodelan fisik sistem tersebut :



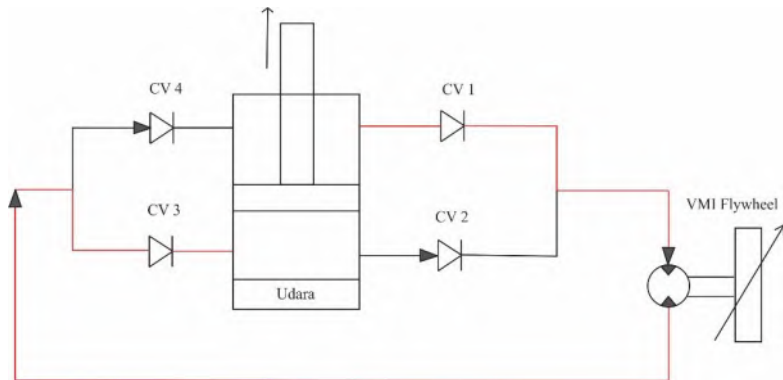
Gambar 3.2 Model Suspensi dengan VMI Flywheel

Pada saat proses kompresi dan ekspansi, fluida kerja akan mengalir seperti gambar 3.3 dan 3.4 sebagai berikut.



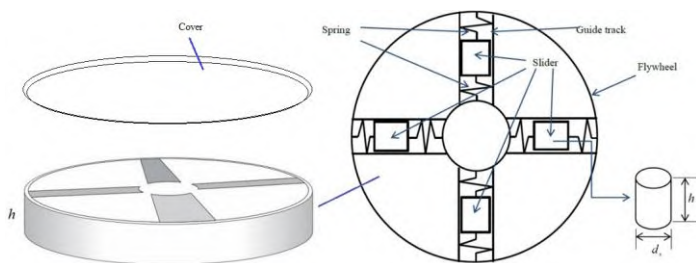
Gambar 3.3 Aliran fluida kerja saat proses kompresi

Saat proses kompresi, fluida kerja akan mengalir ke *check valve* 2 dan sebagian tertahan di *check valve* 3. Setelah itu fluida kerja akan mengalir ke input motor hidrolik karena tidak dapat melalui *check valve* 1. Motor hidrolik berputar, dan fluida kerja masuk kembali ke piston melalui *check valve* 4 karena di *check valve* 3 fluida tertahan oleh fluida bertekanan lebih besar yang sebelumnya tertahan di sana.



Gambar 3.4 Aliran fluida kerja saat proses ekspansi

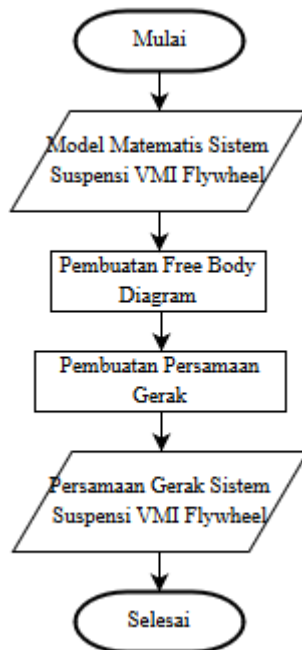
Begitu juga dengan saat proses ekspansi. Fluida keluar dari piston melalui *check valve* 1, dengan sebagian fluida tertahan di *check valve* 4. Fluida tidak dapat melewati *check valve* 2 sehingga masuk ke input motor hidrolis. Motor berputar dan fluida kembali masuk ke piston melalui *check valve* 3, karena di *check valve* 4 fluida tertahan oleh fluida bertekanan lebih tinggi. *VMI Flywheel* itu sendiri merupakan sebuah *flywheel* dengan empat buah slider yang mampu bergerak searah radial pada saat *flywheel* berputar seperti tampak pada gambar 3.5



Gambar 3.5 Model Fisik *VMI Flywheel*

3.3.2 Persamaan Gerak Sistem Suspensi VMI Flywheel

Setelah membuat model matematis, selanjutnya adalah membuat persamaan gerak dari sistem tersebut. Secara garis besar, proses pembuatan persamaan gerak dituliskan ke dalam diagram alir 3.6.



Gambar 3.6 Diagram alir pembuatan persamaan gerak

3.3.3 Pembuatan Blok Simulasi Sistem

Setelah membuat persamaan gerak dari sistem, langkah selanjutnya yakni membuat blok simulasi. Berikut parameter yang digunakan untuk simulasi.

Tabel 3.1 Parameter untuk proses simulasi^[11]

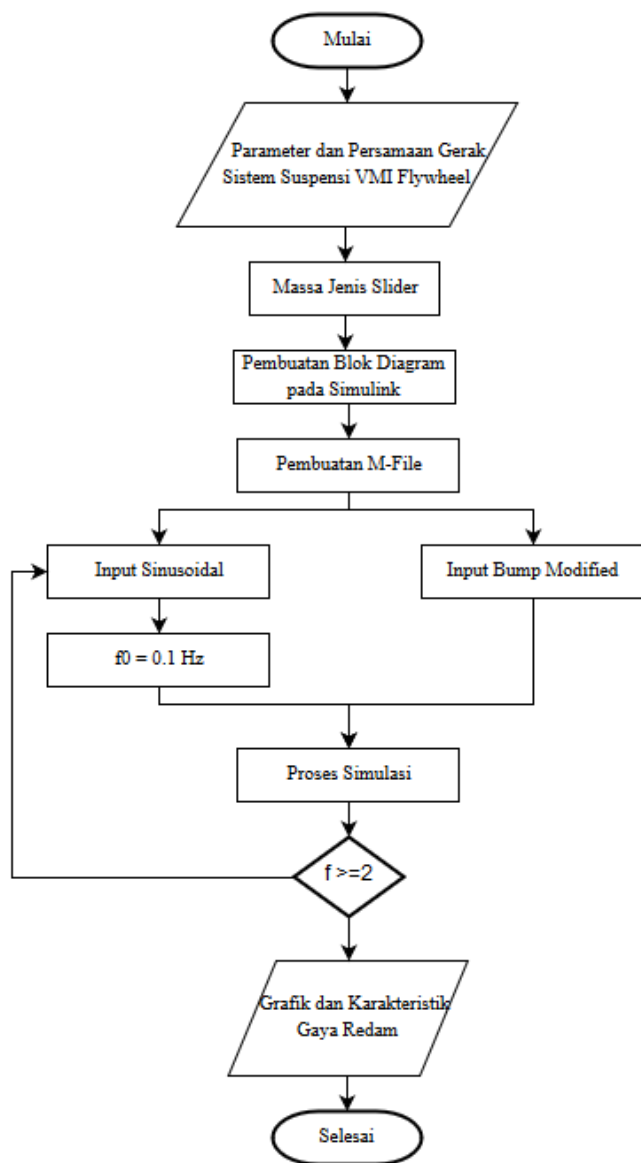
Parameter	Nilai
Diameter batang piston	3 cm
Diameter silinder hidrolik	5 cm
Diameter pipa	2 mm
Massa jenis fluida	860 kg/m ³
Viskositas kinematik fluida	10 mm ² /s
Effisiensi Volumetrik	0.88
Effisiensi mekanik	0.9
Perpindahan motor hidrolik	8.2 cc/rev
Massa Flywheel	0.5 kg
Jari-Jari Flywheel	0.075 m
Tebal Flywheel	0.02 m
Konstanta Pegas	29400 N/m
Diameter Slider	0.02 m
Tebal Slider	0.02 m

Input yang digunakan yakni input sinusoidal dengan amplitudo 2 cm, frekuensi 0.01 Hz, 0.1 Hz, 1 Hz, 1.5 Hz dan 2 Hz dan amplitudo 2 cm. Selain itu juga akan diberikan input impuls. Massa slider akan divariasikan berdasar bahan yang dipakai. Berikut merupakan tabel yang memuat jenis bahan yang dipilih dan massa jenis bahan tersebut.

Tabel 3.2 Daftar Massa Jenis Bahan Slider^[12]

Bahan	Massa Jenis (kg/m³)
Alumunium	2700
Baja	8000
Titanium	4500

Proses pembuatan blok diagram pada simulink dijelaskan sebagaimana flowchart 3.7

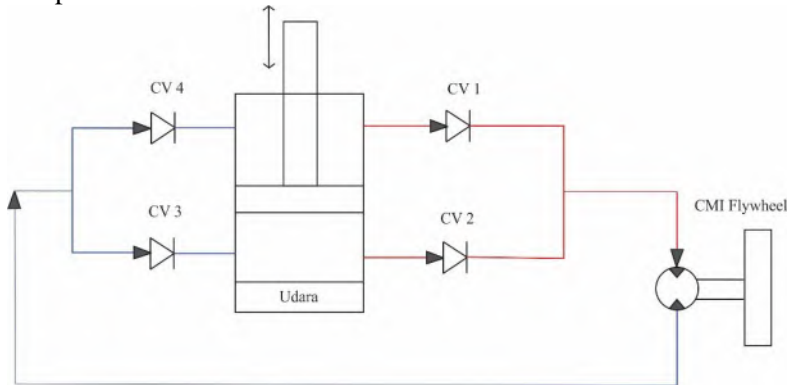


Gambar 3.7 Diagram alir proses simulasi

Dari simulasi yang telah dilakukan akan didapatkan grafik karakteristik gaya redaman, yakni grafik gaya redaman terhadap perpindahan maupun kecepatan dengan variasi frekuensi input serta massa slider. Grafik-grafik tersebut kemudian dianalisis.

3.3.4 Pemodelan Sistem Suspensi dengan *CMI Flywheel*

Sistem suspensi dengan *CMI Flywheel* memiliki bentuk fisik yang serupa dengan *VMI Flywheel*, hanya saja penggunaan *VMI Flywheel* akan diganti dengan *CMI Flywheel*. Berikut pemodelan fisik sistem tersebut :



Gambar 3.8 Model fisik sistem suspensi *CMI Flywheel*

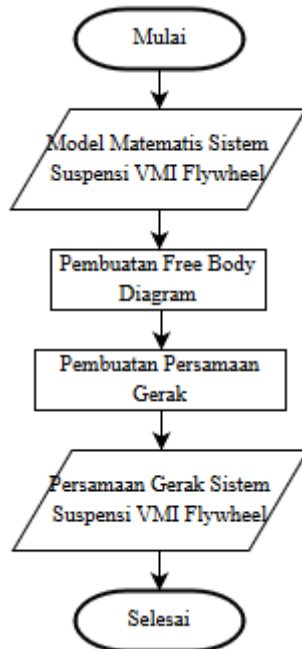
CMI Flywheel sendiri berbentuk seperti pada gambar 3.9



Gambar 3.9 Bentuk fisik *CMI Flywheel*

3.3.5 Persamaan Gerak Sistem Suspensi *CMI Flywheel*

Setelah membuat model matematis, selanjutnya adalah membuat persamaan gerak dari sistem tersebut. Secara garis besar, proses pembuatan persamaan gerak dituliskan ke dalam diagram alir 3.10



Gambar 3.10 Diagram alir proses pembuatan persamaan gerak

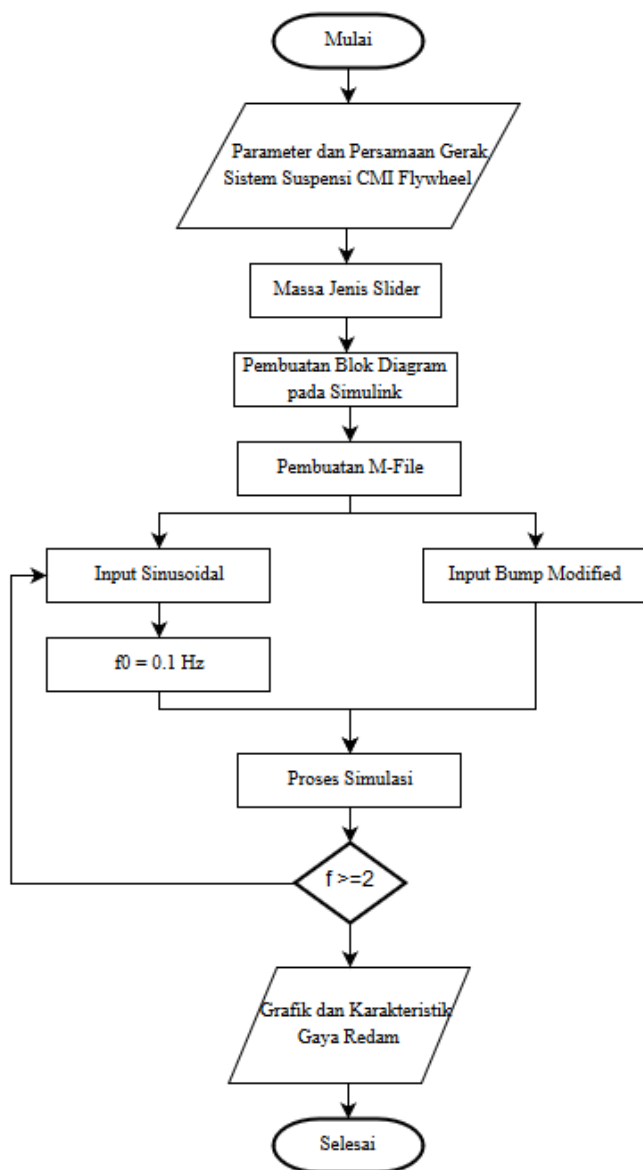
3.3.6 Pembuatan Blok Simulasi Sistem Suspensi dengan CMI Flywheel

Setelah membuat persamaan gerak dari sistem, langkah selanjutnya yakni membuat blok simulasi. Berikut parameter yang digunakan untuk simulasi.

Tabel 3.3 Parameter yang digunakan untuk proses simulasi

Parameter	Nilai
Diameter batang piston	3 cm
Diamter silinder hidrolik	5 cm
Diameter pipa	2 mm
Massa jenis fluida	860 kg/m^3
Viskositas kinematik fluida	$10 \text{ mm}^2/\text{s}$
Effisiensi Volumetrik	0.88
Effisiensi mekanik	0.9
Perpindahan motor hidrolik	8.2 cc/rev
Massa Flywheel	0.95 kg
Jari-Jari Flywheel	0.075 m
Tebal Flywheel	0.02 m

Input yang digunakan yakni input sinusoidal dengan amplitudo 2 cm, frekuensi 0.01 Hz, 0.1 Hz, 1 Hz, 1.5 Hz dan 2 Hz dan amplitudo 2 cm. Selain itu juga akan diberikan input impuls. Flywhel terbuat dari alumunium dengan massa jenis seperti yang tertera pada tabel 3.2. Proses pembuatan blok diagram pada simulink dijelaskan sebagaimana flowchart 3.11

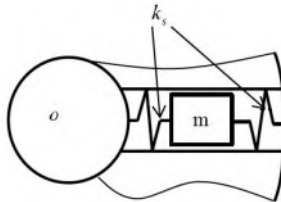


Gambar 3.11 Diagram alir proses simulasi

Dari simulasi yang telah dilakukan akan didapatkan grafik karakteristik gaya redaman, yakni grafik gaya redaman terhadap perpindahan maupun kecepatan dengan variasi frekuensi input serta massa slider. Grafik-grafik tersebut kemudian dianalisis.

3.3.7 Pemodelan *Slider* pada *VMI Flywheel*

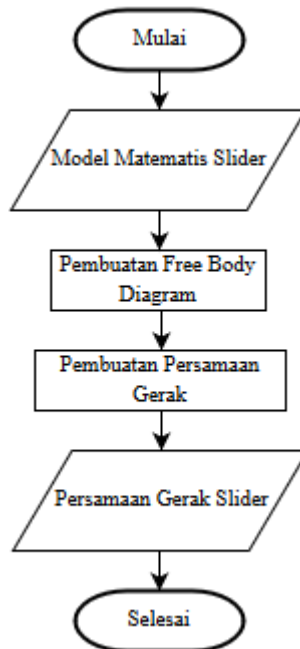
Slider pada *VMI flywheel* berupa massa yang terhubung dengan pusat massa dari *flywheel* melalui pegas. Massa tersebut dibatasi oleh *guide track* yang membuatnya hanya bergerak pada arah radial selama *flywheel* berputar. Dalam penelitian ini digunakan empat buah slider, karena mengikuti percobaan yang telah dilakukan sebelumnya oleh Tongyi Xu. Ukuran *slider* juga disamakan dengan ukuran *slider* pada percobaannya. Hal ini disebabkan percobaan sebelumnya hanya sebatas mengaplikasikan Suspensi *VMI Flywheel* pada kendaraan sedangkan kali ini akan ditelaah lebih mendalam, termasuk di dalamnya adalah respon dinamis *slider* selama *flywheel* berputar. Oleh karena itu dipilihlah parameter *slider* yang sama. Bentuk fisik dari *slider* dapat dilihat pada gambar 3.12



Gambar 3.12 Model fisik *slider* pada *VMI Flywheel*

3.3.8 Persamaan Gerak *Slider*

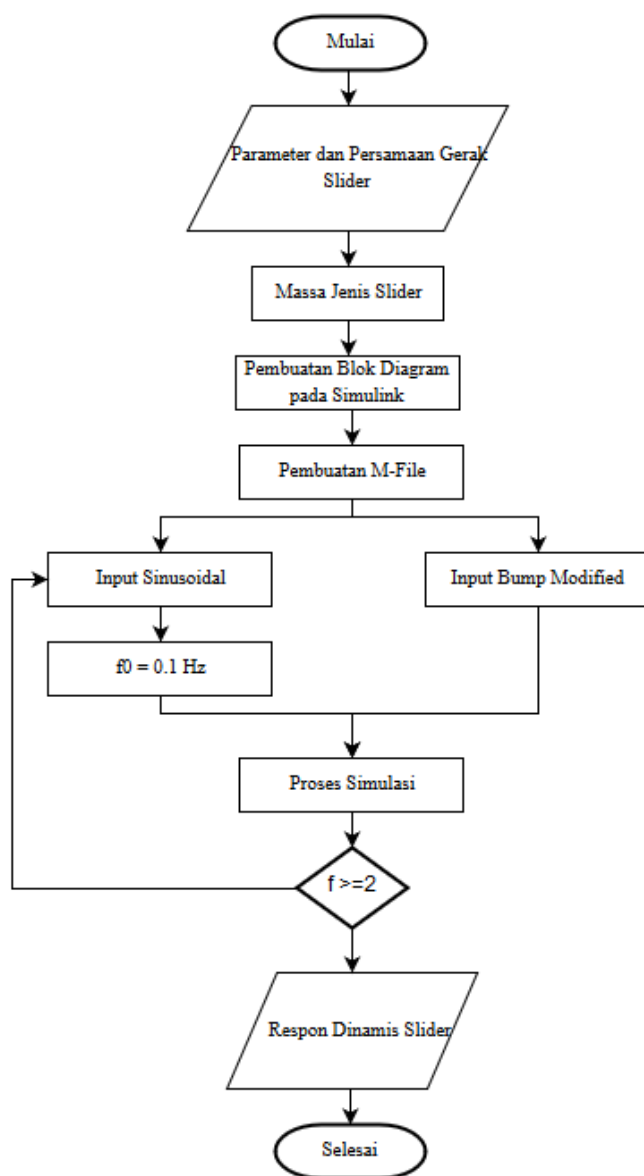
Setelah membuat model matematis, selanjutnya adalah membuat persamaan gerak. Secara garis besar, pembuatan persamaan gerak dituliskan dalam diagram alir 3.13



Gambar 3.13 Diagram alir pembuatan persamaan gerak

3.3.9 Pembuatan Blok Simulasi *Slider*

Selanjutnya akan dilakukan proses simulasi dari *slider*, dengan parameter-parameter seperti yang telah disebutkan pada subbab 3.3.3. Input berupa sinusoidal dengan amplitudo 2 cm dan frekuensi bervariasi mulai 0.01 Hz, 0.1 Hz, 1 Hz, 1.5 Hz dan 2 Hz. Secara ringkas, tahapan proses simulasi terlihat seperti pada diagram alir 3.14



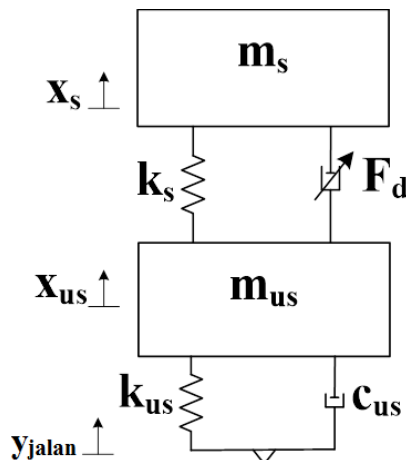
Gambar 3.14 Diagram alir pembuatan blok diagram slider

3.4 Tahap Pemodelan dan Simulasi Sistem Seperempat Kendaraan dengan *VMI Flywheel* dan *CMI Flywheel*

Selanjutnya akan dianalisis respon dinamis kendaraan ketika menggunakan sistem suspensi ini. Dari respon dinamis dapat diketahui bagaimana perilaku body kendaraan dan seberapa nyaman kendaraan tersebut apabila dikendarai. Oleh karena itu, perlu dilakukan pemodelan matematis untuk mendapatkan data yang diperlukan.

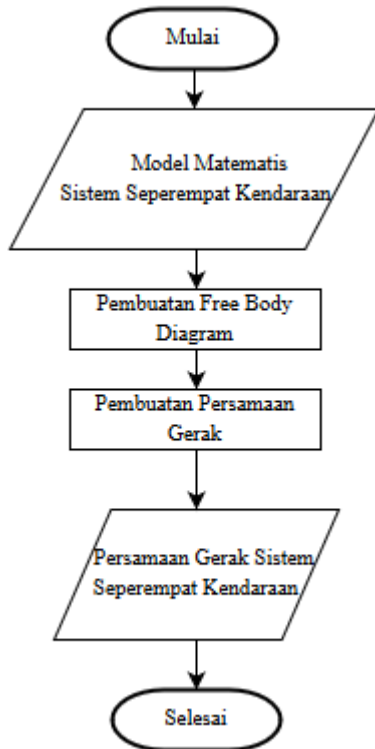
3.4.1 Pemodelan Matematis dan Pembuatan Persamaan Sistem Seperempat Kendaraan

Pemodelan matematis yang digunakan dalam tugas akhir ini adalah pemodelan seperempat kendaraan dengan dua derajat kebebasan (2 DOF). Pemodelan matematis *quarter car* meliputi massa roda dan massa bodi kendaraan. Pemodelan matematis dari sistem ditunjukkan pada gambar 3.15 seperti berikut.



Gambar 3.15 Model Matematis Sistem Suspensi *VMI Flywheel* dan *CMI Flywheel* pada Kendaraan

Setelah didapatkan model matematis, maka selanjutnya membuat persamaan gerak dari sistem tersebut. Secara garis besar proses pembuatan persamaan gerak dapat ditransformasikan menjadi diagram alir pada gambar 3.16



Gambar 3.16 Diagram alir pembuatan persamaan gerak

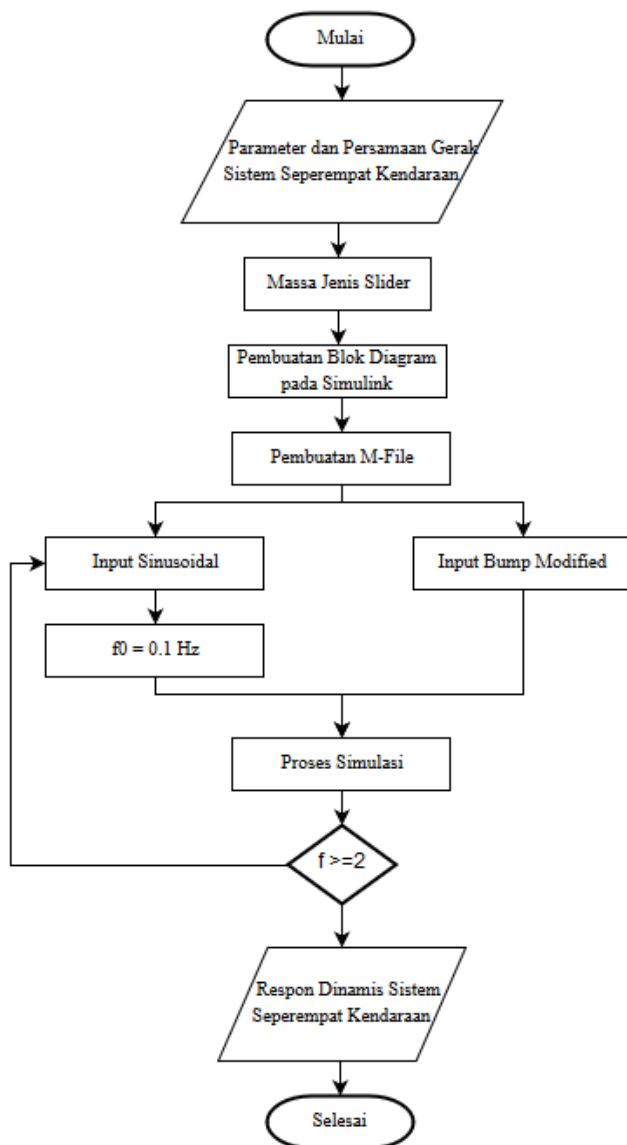
3.4.2 Pembuatan Blok Simulasi Sistem Seperempat Kendaraan

Setelah mendapatkan persamaan gerak dari sistem, langkah selanjutnya yaitu membuat blok simulasi. Parameter yang digunakan untuk simulasi sistem seperempat kendaraan ada pada tabel 3.4

Tabel 3.4 Parameter Kendaraan *Multi Purpose Vehicle (MPV)*^[13]

Parameter	Nilai
Sprung mass	400 kg
Unsprung mass	227 kg
Sprung stiffness	18000 N/m
Unsprung stiffness	202230 N/m
Unsprung damping coefficient	6.860 N.s/m

Proses pembuatan blok diagram pada Simulink dijelaskan berupa diagram alir pada gambar 3.17. Input yang digunakan yaitu input sinusoidal dan impuls.



Gambar 3.17 Diagram alir pembuatan blok diagram sistem seperempat kendaraan

3.4.3 Analisa Grafik Sistem Seperempat Kendaraan

Dari simulasi sistem seperempat kendaraan, akan didapatkan respon dinamis, berupa perpindahan, kecepatan, maupun percepatan dari input *sinudoidal* dan juga *impuls*. Grafik-grafik tersebut dianalisa. Diharapkan *VMI Flywheel* dan *CMI Flywheel* ini tidak berdampak buruk pada kenyamanan kendaraan.

“halaman ini sengaja dikosongkan”

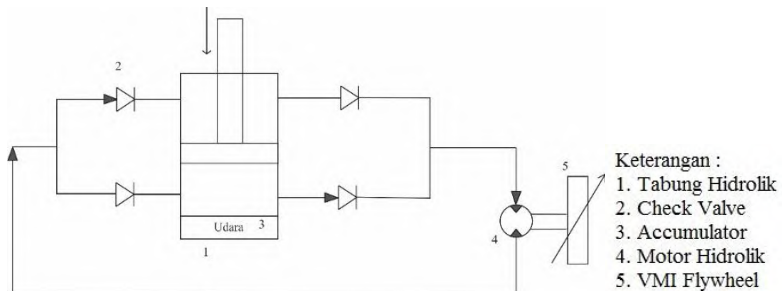
BAB IV

PEMODELAN SISTEM

4.1 Pemodelan Dinamis Sistem Suspensi

Untuk sistem suspensi ini menggunakan mekanisme hidrolik dengan adanya penambahan yang akan dihubungkan dengan motor hidrolik, Dari motor hidrolik selanjutnya dihubungkan ke *flywheel*.

4.1.1. Sistem Hidrolik dengan Penambahan *Flywheel*



Gambar 4. 1 Skema sistem hidrolik dengan penambahan *flywheel*

Persamaan yang digunakan pada sistem ini adalah sebagai berikut

- a. Untuk persamaan silinder hidrolik, menggunakan persamaan Bernoulli.

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2} + gh_1 = \frac{p_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2} + gh_2$$

$h_1 = h_2$, sehingga persamaan menjadi:

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2} = \frac{p_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2}$$

$$p_2 - p_1 = \frac{\rho}{2} (v_2^2 - v_1^2)$$

$$\Delta p = \frac{\rho}{2} (v_2^2 - v_1^2)$$

dimana 1 = kondisi awal dan 2 = kondisi akhir

- b. Hubungan silinder hidrolik dengan pipa menggunakan persamaan konservasi massa

- Saat ekspansi

$$Q_1 = Q_{tubes}$$

$$v_1 A_1 = v_{tubes} A_{tubes}$$

$$v_{tubes} = \frac{A_1}{A_{tubes}} \times v_1$$

Kemudian dilakukan substitusi persamaan (4.2) ke persamaan (4.1) sehingga persamaan menjadi

$$\Delta p = \frac{\rho}{2} (v_{tubes}^2 - v_1^2)$$

$$\Delta p = \frac{\rho}{2} \left(\left(\frac{A_1}{A_{tubes}} v_1 \right)^2 - v_1^2 \right)$$

$$\Delta p = \frac{\rho}{2} v_1^2 \left(\left(\frac{A_1}{A_{tubes}} \right)^2 - 1 \right) \quad (4.3)$$

Persamaan gaya redaman dari persamaan (4.3), yaitu

$$F_d = \Delta p \times A_1$$

$$F_d = \frac{\rho}{2} A_1 v_1^2 \left(\left(\frac{A_1}{A_{tubes}} \right)^2 - 1 \right) \quad (4.4)$$

-

aat kompresi

$$Q_2 = Q_{tubes}$$

$$v_2 A_2 = v_{tubes} A_{tubes}$$

$$v_{tubes} = \frac{A_2}{A_{tubes}} \times v_2$$

Kemudian dilakukan substitusi persamaan (4.5) ke persamaan (4.1) sehingga persamaan menjadi

$$\begin{aligned}\Delta p &= \frac{\rho}{2} (v_{tubes}^2 - v_2^2) \\ \Delta p &= \frac{\rho}{2} \left(\left(\frac{A_2}{A_{tubes}} v_2 \right)^2 - v_2^2 \right) \\ \Delta p &= \frac{\rho}{2} v_2^2 \left(\left(\frac{A_2}{A_{tubes}} \right)^2 - 1 \right)\end{aligned}\tag{4.6}$$

Persamaan gaya redaman dari persamaan (4.6), yaitu

$$\begin{aligned}F_d &= \Delta p \times A_2 \\ F_d &= \frac{\rho}{2} A_2 v_2^2 \left(\left(\frac{A_2}{A_{tubes}} \right)^2 - 1 \right)\end{aligned}$$

dimana:

$$A_1 = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2)$$

$$A_2 = \frac{\pi D^2}{4}$$

$$A_{tubes} = \frac{\pi d_{tubes}^2}{4}$$

c. *Head loss* yang terjadi pada sistem hidrolik

$$\frac{\Delta p}{\rho} = h_l$$

$$\Delta p = \rho \cdot h_l$$

dimana $h_l = h_{lM} + h_{lm}$

- *Major Head Loss* pada persamaan (2.13)

$$h_{lM} = \frac{32Lv}{d_{tubes}^2} \dot{x}$$

- *Minor Head Loss* pada persamaan (2.14) dimana nilai $K = 0.5$ (*square-edge* pada table 2.3)

$$h_{lm} = K \frac{\dot{x}^2}{2}$$

Persamaan gaya redaman dari persamaan (4.8):

- Saat ekspansi

$$F_d = \Delta p \times A_1$$

$$F_d = (\rho \cdot h_l) A_1$$

$$F_d = \rho \left(\frac{32Lv}{d_{tubes}^2} \dot{x} + \frac{K}{2} \dot{x}^2 \right) A_1$$

- Saat kompresi

$$F_d = \Delta p \times A_2$$

$$F_d = (\rho \cdot h_l) A_2$$

$$F_d = \rho \left(\frac{32Lv}{d_{tubes}^2} \dot{x} + \frac{K}{2} \dot{x}^2 \right) A_2$$

- d. Akumulator yang berfungsi sebagai *spring*, sehingga persamaan gaya untuk akumulator, yaitu:

$$F_{acc} = \frac{P_0 V_0^n}{(V_0 - A x(t))^n} \quad (4.11)$$

Untuk kompresi, dan

$$F_{acc} = \frac{P_0 V_0^n}{(V_0 - A x(t))^n} \quad (4.12)$$

Untuk ekspansi.

- e. Motor hidrolik yang berfungsi menghubungkan sistem suspensi dengan *flywheel* memiliki persamaan

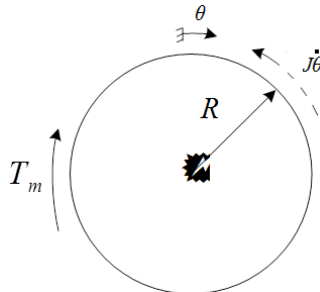
$$F d = J \cdot \frac{\eta_v}{\eta_m \cdot q^2} Q \cdot A_1 \quad (4.13)$$

Untuk kompresi, dan

$$F d = J \cdot \frac{\eta_v}{\eta_m \cdot q^2} Q \cdot A_2 \quad (4.14)$$

Untuk ekspansi.

- f. *Flywheel*, yang berputar akibat torsi input yang berasal dari motor hidrolik, memiliki *Free Body Diagram* sebagai berikut



Gambar 4.2 *Free Body Diagram* flywheel yang berputar

Dari gambar 4.2 akan didapatkan persamaan matematis sebagai berikut:

$$T_m - J \ddot{\theta} = 0$$

Di mana harga T_m akan sama dengan harga T_m milik motor hidrolik, yakni

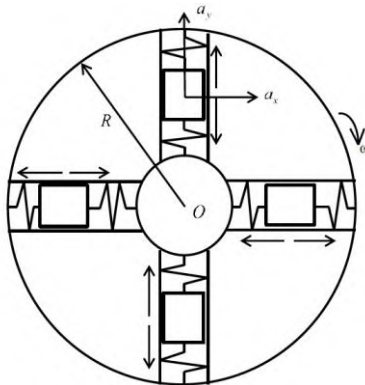
$$T_m = \Delta P \cdot q \cdot \eta_m$$

Sehingga persamaan di atas akan menjadi

$$\begin{aligned}\Delta P \cdot q \cdot \eta_m - J\ddot{\theta} &= 0 \\ \Delta P \cdot q \cdot \eta_m &= J\ddot{\theta}\end{aligned}\quad (4.15)$$

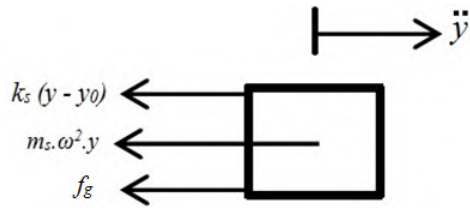
4.1.2. Slider dan Momen Inersia VMI Flywheel

Dari model fisik pada gambar 3.5, akan dicari harga momen inersia dari *VMI Flywheel*. Prinsip kerja dari *VMI Flywheel* ini adalah ketika *flywheel* berputar, *slider* akan mengembang disebabkan oleh gaya sentrifugal. Mengembangnya *slider* akan merubah harga momen inersia dari *flywheel*.



Gambar 4.3 VMI Flywheel Saat Berputar

Saat *flywheel* berputar, *slider* akan mengalami dua percepatan, yakni percepatan ke arah y dan ke arah x seperti yang tampak pada gambar 4.3. Mengambil titik acuan *guide track*, *slider* tidak akan mengalami perpindahan pada koordinat x, sehingga percepatan yang diperhitungkan hanya pada koordinat y saja. Dengan begitu, *Free Body Diagram* slider dapat digambarkan sebagai berikut



Gambar 4.4 *Free Body Diagram* slider saat *flywheel* berputar

Oleh karenanya persamaan gerak slider dapat dituliskan $\Sigma F_y = m_s \cdot a_y$; dengan asumsi vektor gaya ke kanan bernilai positif

$$-k_s(y - y_0) - m_s \cdot \omega^2 \cdot y - f_g = m_s \cdot a_y$$

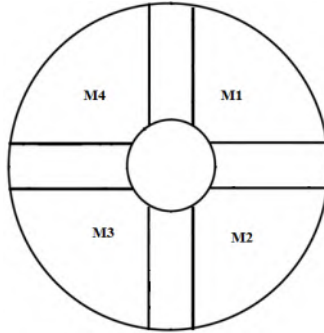
Dengan memindah ruas persamaan di atas menjadi

$$m_s \cdot (\omega^2 \cdot y + a_y) + k_s(y - y_0) + f_g = 0 \quad (4.15)$$

Untuk momen inersia, diketahui bahwa *VMI Flywheel* terdiri *flywheel* berongga, *cover* dan empat buah *slider*. Jadi, momen inersianya merupakan penjumlahan momen inersia *flywheel*, momen inersia *cover* dan momen inersia total *slider*.

$$I_{total} = I_{flywheel} + I_{cover} + I_{slider}$$

Di mana momen inersia dari *cover* dapat dianggap nol dikarenakan kita memilih bahan *cover* yang sangat ringan seperti plastik tipis, sedangkan momen inersia dari *flywheel* dapat dilakukan pendekatan dengan membagi massa *flywheel* menjadi empat seperti di bawah ini



Gambar 4.5 Pendekatan untuk menghitung momen inersia *flywheel*

$$\begin{aligned}
 I_{flywheel} &= \int r^2 dm_1 + \int r^2 dm_2 + \int r^2 dm_3 + \int r^2 dm_4 \\
 I_{flywheel} &= \int r^2 M_1 \frac{r dr d\theta dt}{V} + \int r^2 M_2 \frac{r dr d\theta dt}{V} \\
 &\quad + \int r^2 M_3 \frac{r dr d\theta dt}{V} + \int r^2 M_4 \frac{r dr d\theta dt}{V} \\
 I_{flywheel} &= \frac{R^4}{4} \frac{1}{2} \pi t \frac{M_1}{\pi R^2 t} + \frac{R^4}{4} \frac{1}{2} \pi t \frac{M_2}{\pi R^2 t} + \frac{R^4}{4} \frac{1}{2} \pi t \frac{M_3}{\pi R^2 t} \\
 &\quad + \frac{R^4}{4} \frac{1}{2} \pi t \frac{M_4}{\pi R^2 t} \\
 I_{flywheel} &= \frac{1}{2} (M_1 + M_2 + M_3 + M_4) R^2
 \end{aligned}$$

Sehingga momen inersia total adalah sebagai berikut.

$$I_{total} = \frac{1}{2} M_{flywheel} R^2 + 4 \cdot m_s \cdot y^2 \quad (4.16)$$

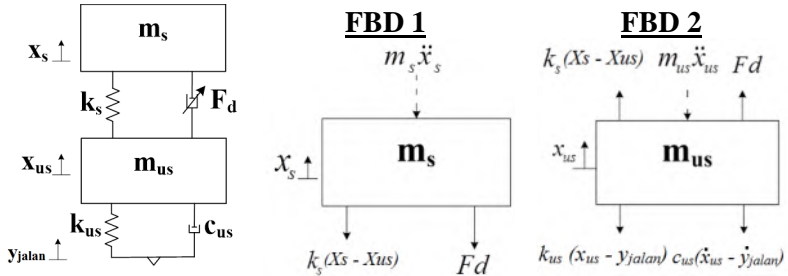
Besar kecepatan putar *flywheel* adalah sama dengan kecepatan putar motor hidrolik, yakni.

$$\omega = \frac{Q}{q} = \frac{V \cdot A}{q} \quad (4.17)$$

Di mana V adalah kecepatan input pada piston, A adalah luas silinder, dan q adalah displacement motor hidrolik.

4.2 Pemodelan Dinamis Seperempat Kendaraan dengan Penambahan Sistem Suspensi

Dari model matematis yang telah dijelaskan sebelumnya, akan didapatkan FBD sebagai berikut:



Gambar 4.6 FBD untuk sistem seperempat kendaraan dan F_d merupakan gaya redaman dari sistem suspensi

Persamaan matematis dari FBD 1 pada gambar 4.6 sebagai berikut:

$$m_s \ddot{x}_s + F_d + k_s(x_s - x_{us}) = 0$$

$$m_s \ddot{x}_s = -F_d - k_s(x_s - x_{us})$$

$$\ddot{x}_s = \frac{1}{m_s} [-F_d - k_s(x_s - x_{us})]$$

Persamaan *state variable* dari persamaan (4.18), yaitu:

$$\dot{x} = v$$

$$\dot{v}_s = \frac{1}{m_s} [-F_d - k_s(x_s - x_{us})]$$

Persamaan matematis dari FBD 2 pada gambar 4.6 sebagai berikut:

$$m_{us} \ddot{x}_{us} + c_{us}(\dot{x}_{us} - \dot{y}) + k_{us}(x_{us} - y_{jalan}) - F_d - k_s(x_s - x_{us}) = 0$$

$$m_{us} \ddot{x}_{us} = -c_{us}(\dot{x}_{us} - \dot{y}) - k_{us}(x_{us} - y_{jalan}) + F_d + k_s(x_s - x_{us})$$

$$\ddot{x}_{us} = \frac{1}{m_{us}} [-c_{us}(\dot{x}_{us} - y_{jalan}) - k_{us}(x_{us} - y_{jalan}) + F_d + k_s(x_s - x_{us})]$$

Persamaan *state variable* dari persamaan (4.20), yaitu:

$$\dot{x} = v$$

$$y_{jalan} = Y$$

$$\dot{v}_{us} = \frac{1}{m_{us}} [-c_{us}(v_{us} - Y) - k_{us}(x_{us} - y_{jalan}) + F_d + k_s(x_s - x_{us})]$$

Selain mendapatkan persamaan gerak untuk sistem seperempat kendaraan di atas, akan dicari juga harga frekuensi natural dari sistem kendaraan ini. Caranya, adalah dengan mengambil kembali dua persamaan umum untuk masing-masing massa kendaraan, selanjutnya adalah dengan mengasumsikan bahwa sistem tersebut merupakan *free vibration undamped system*.

$$m_s \ddot{x}_s + k_s x_s - k_s x_{us} = 0$$

$$m_{us} \ddot{x}_{us} - k_s x_s + (k_{us} + k_s) x_{us} = 0$$

Diasumsikan bahwa

$$x_s = X_s \cos(\omega t + \varphi)$$

$$x_{us} = X_{us} \cos(\omega t + \varphi)$$

Maka persamaan di atas akan menjadi

$$[(-m_s \omega^2 + k_s) X_s - k_s X_{us}] \cos(\omega t + \varphi) = 0 \quad (4.22)$$

$$[(-m_{us} \omega^2 + k_{us} + k_s) X_{us} - k_s X_s] \cos(\omega t + \varphi) = 0 \quad (4.23)$$

Atau

$$[(-m_s \omega^2 + k_s) X_s - k_s X_{us}] = 0$$

$$[(-m_{us} \omega^2 + k_{us} + k_s) X_{us} - k_s X_s] = 0$$

Kemudian akan diubah ke dalam bentuk matriks dan dicari determinannya

$$\det \begin{bmatrix} \{-m_s \omega^2 + k_s\} & -k_s \\ -k_s & \{-m_{us} \omega^2 + (k_{us} + k_s)\} \end{bmatrix} = 0$$

$$m_s m_{us} \omega^4 - (m_s(k_{us} + k_s) + m_{us} k_s) \omega^2 + k_{us} k_s + 2k_s^2 = 0 \quad (4.24)$$

Untuk menyelesaikan persamaan di atas, digunakan permisalan. Misal $a = \omega^2$

Sehingga persamaan di atas dapat disederhanakan menjadi

$$m_s m_{us} a^2 - (m_s(k_{us} + k_s) + m_{us} k_s) a + k_{us} k_s + 2k_s^2 = 0 \quad (4.25)$$

Bentuk di atas merupakan bentuk persamaan kuadrat biasa yang dapat dengan mudah diselesaikan menggunakan rumus ABC

$$a_{1,2} = \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a}$$

$$a_{1,2} = \frac{(m_s(k_{us} + k_s) + m_{us} k_s) \pm \sqrt{(m_s(k_{us} + k_s) + m_{us} k_s)^2 - 4m_s m_{us} (k_{us} k_s + 2k_s^2)}}{2m_s m_{us}}$$

$$a_1 = 45 \text{ dan } a_2 = 262.51$$

Atau dengan kata lain

$$\omega_1 = 1.06 \text{ Hz dan } \omega_2 = 2.88 \text{ Hz}$$

4.3 Diagram Blok

Dari persamaan gerak yang didapat, selanjutnya dibuat diagram blok sesuai dengan persamaan gerak dari masing-masing sistem. Dan dari diagram blok tersebut akan didapatkan grafik respon dari masing-masing sistem yang akan dibahas pada bab selanjutnya.

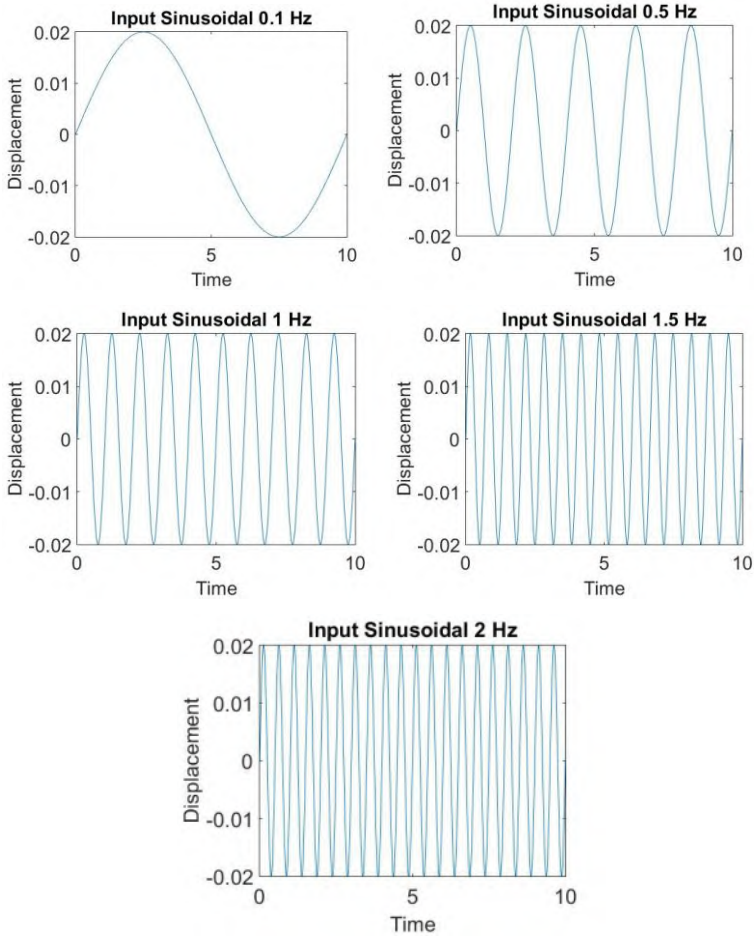
4.3.1. Input yang Digunakan

Pada tugas akhir ini, akan dilakukan simulasi untuk sistem suspensi dan sistem seperempat kendaraan. Pada saat eksekusi simulasi, digunakan dua macam input, yaitu pertama, input sinusoidal yang akan menghasilkan respon *steady-state*.

Kedua, input *bump* yang telah dimodifikasi yang akan menghasilkan respon transien. Persamaan dari kedua input tersebut dapat dituliskan sebagai berikut.

Input sinusoidal

$$y(t) = Y \sin(\omega t)$$

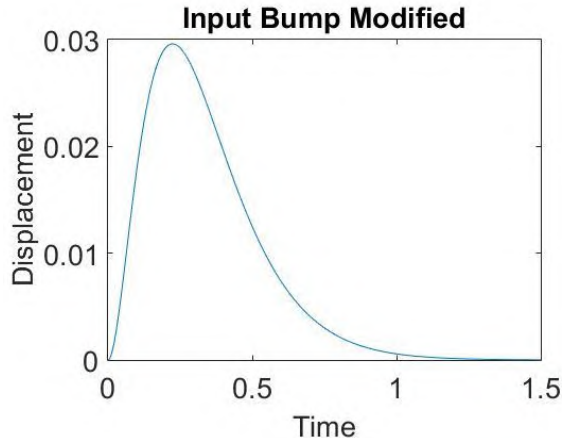


Gambar 4.7 Input Sinusoidal

Nilai Y merupakan ampiltudo yang digunakan dalam simulasi, yaitu 2 cm.

Input bump yang dimodifikasi

$$y(t) = Y 0.37 e^2 (\gamma \omega_0 t) e^{-\gamma \omega_0 t}$$

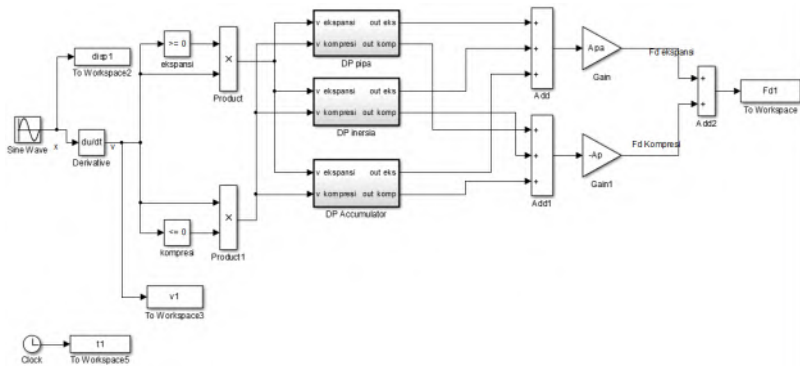


Gambar 4.8 Input *bump* yang dimodifikasi

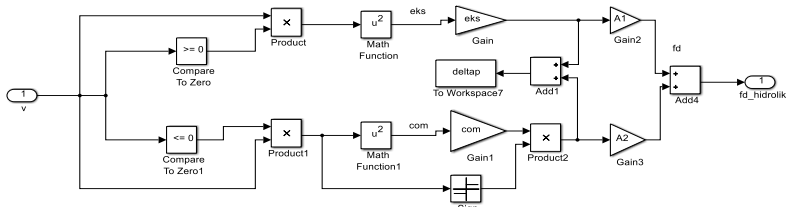
Input ini merupakan fungsi dari γ (*severity parameter*). Sedangkan ω_0 adalah $\sqrt{\frac{k_s}{m_s}}$. Nilai Y merupakan ampiltudo yang digunakan. Amplitudo yang digunakan dalam simulasi, yaitu 3 cm.

4.3.2. Diagram Blok Sistem HMRSA

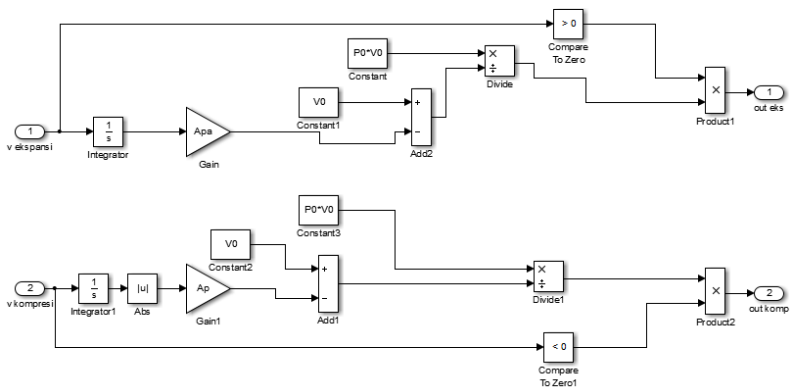
Untuk melakukan simulasi pada sistem HMRSA, hanya menggunakan input sinusoidal. Parameter yang digunakan pada sistem HMRSA ini telah dijelaskan pada tabel di bab 3.



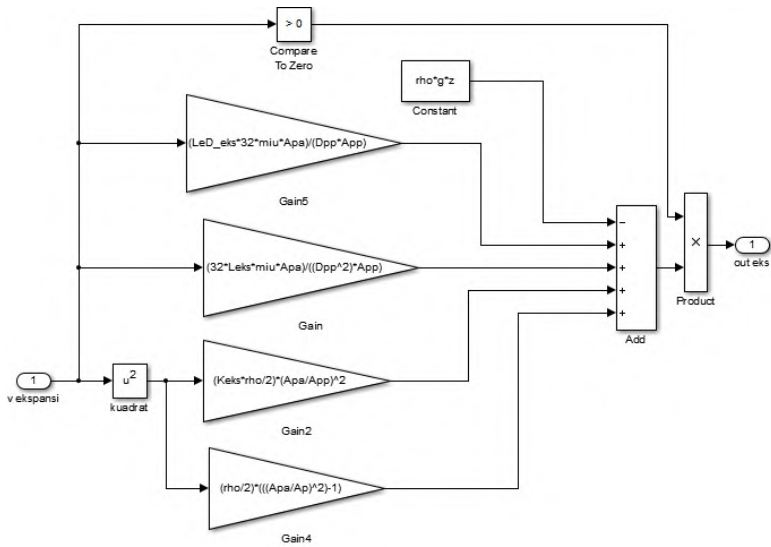
Gambar 4.9 Diagram blok untuk sistem suspensi *VMI Flwyheel*



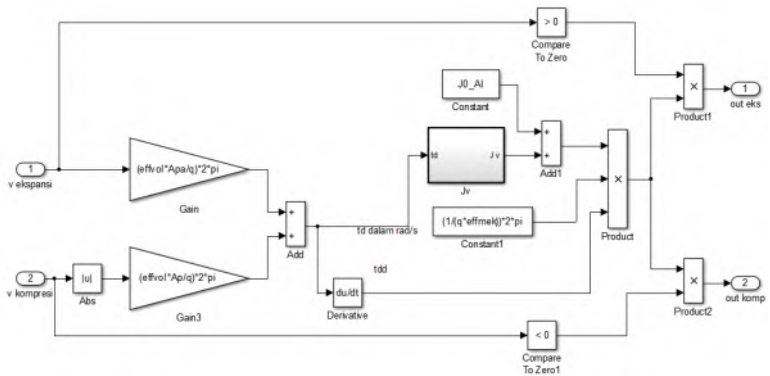
Gambar 4.10 Diagram blok untuk silinder hidrolis



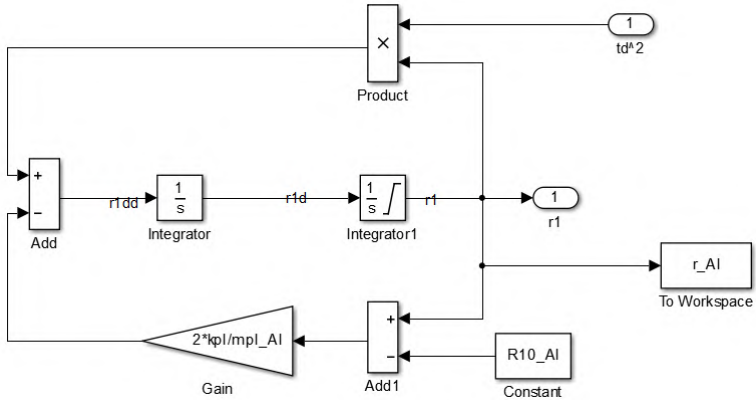
Gambar 4.11 Diagram blok untuk akumulator



Gambar 4.12 Diagram blok untuk *major headloss* dan *minor headloss*



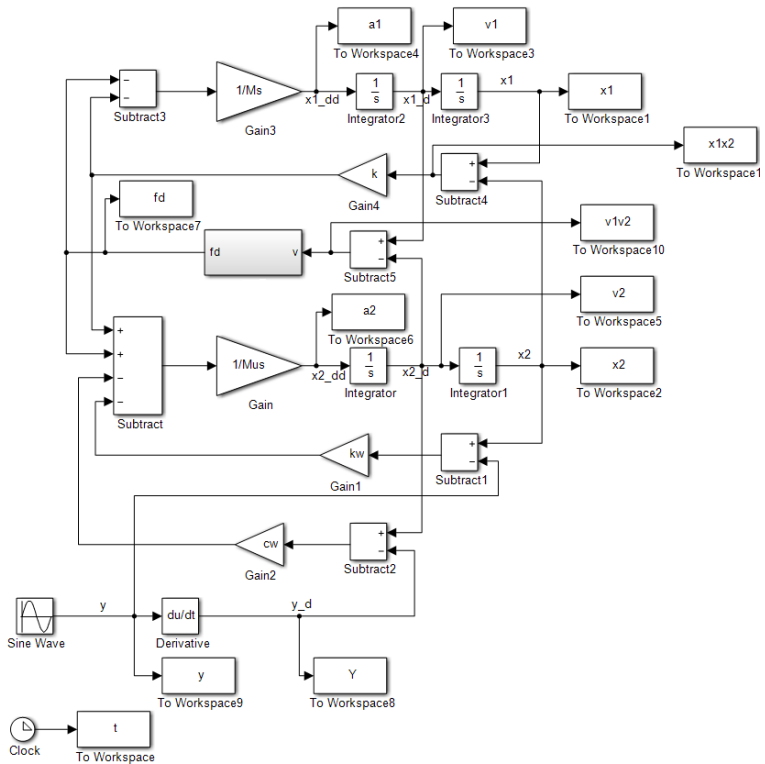
Gambar 4.13 Diagram blok untuk *VMI Flywheel*



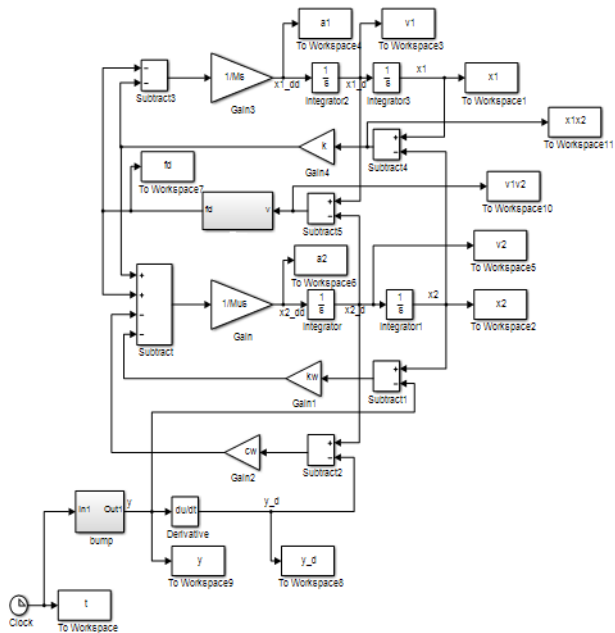
Gambar 4.14 Diagram blok untuk slider

4.3.3. Diagram Blok Sistem Seperempat Kendaraan dengan Penambahan HM RSA

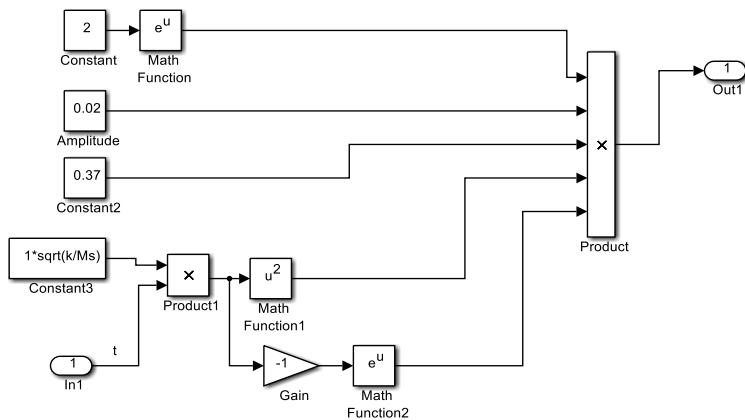
Pada sistem seperempat kendaraan, nilai konstanta redaman pada massa *sprung* digantikan dengan nilai gaya redaman yang dihasilkan sistem suspensi. Input yang digunakan dalam simulasi sistem seperempat kendaraan, yaitu input sinusoidal dengan variasi frekuensi 0.1 Hz, 0.5 Hz, 1 Hz, 1.5 Hz, 2 Hz dan input *bump* yang telah dimodifikasi.



Gambar 4. 15 Diagram blok untuk sistem seperempat kendaraan dengan penambahan *VMI Flywheel Suspension* dengan input sinusoidal



Gambar 4. 16 Diagram blok untuk sistem seperempat kendaraan dengan penambahan HMRSA untuk input *bump modified*



Gambar 4. 17 Diagram blok untuk input *bump modified*

BAB V

ANALISA HASIL DAN PEMBAHASAN

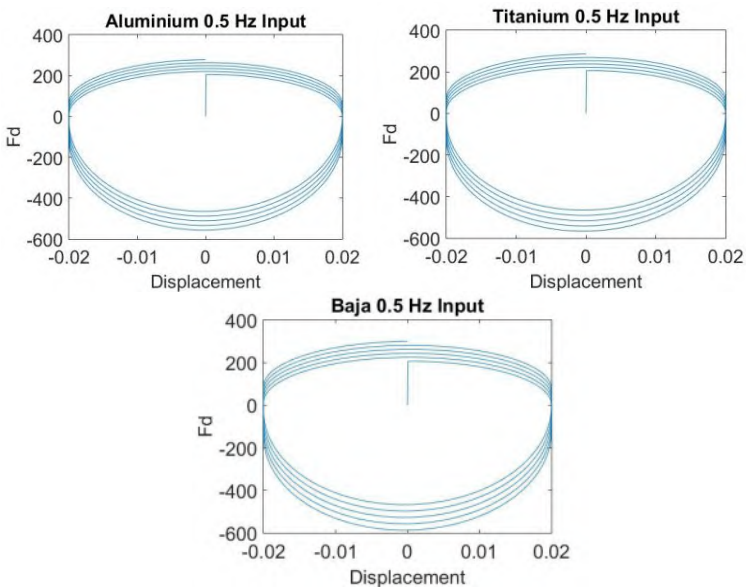
Dalam pemodelan ini didapatkan karakteristik gaya redam dari sistem suspensi dan respon dinamis dari *slider* maupun sistem seperempat kendaraan. Perlu diketahui bahwa pada grafik respon yang dihasilkan, nilai positif merupakan nilai untuk kondisi ekspansi dan nilai negatif merupakan untuk kondisi kompresi. Pertama kali yang dilakukan dalam simulasi adalah pemilihan jenis bahan *slider* yang akan digunakan dalam *VMI Flywheel*. Pilihan bahan yang akan digunakan yakni aluminium, titanium dan baja. *Flywheel* sendiri akan berupa aluminium dan tidak divariasikan. Hal lain yang akan masuk ke dalam variasi adalah frekuensi input sinusoidal yang dimulai dari 0.1 Hz, lalu dinaikkan menjadi 0.5 Hz, 1 Hz, 1.5 Hz dan 2 Hz. Amplitudonya adalah 2 cm. Selain input sinusoidal, juga ada input *bump modified* yang memiliki amplitudo 3 cm. Dari dua input di atas akan didapatkan respon dinamis yang dicari. Terakhir, sistem suspensi akan dipasangkan pada kendaraan dan akan diketahui bagaimana respon dinamis dari kendaraan.

5.1 Karakteristik Gaya Redam *VMI Flywheel Suspension* dengan Variasi Massa Slider

Di bawah ini merupakan karakteristik gaya redam yang dihasilkan oleh sistem suspensi *VMI Flywheel* untuk variasi massa slider. Grafik yang akan ditampilkan merupakan gaya redam fungsi perpindahan dan gaya redam fungsi kecepatan. Sebagai perbandingan, akan ditampilkan grafik pada frekuensi 0.5 Hz saja.

Tabel 5.1 Variasi jenis bahan slider

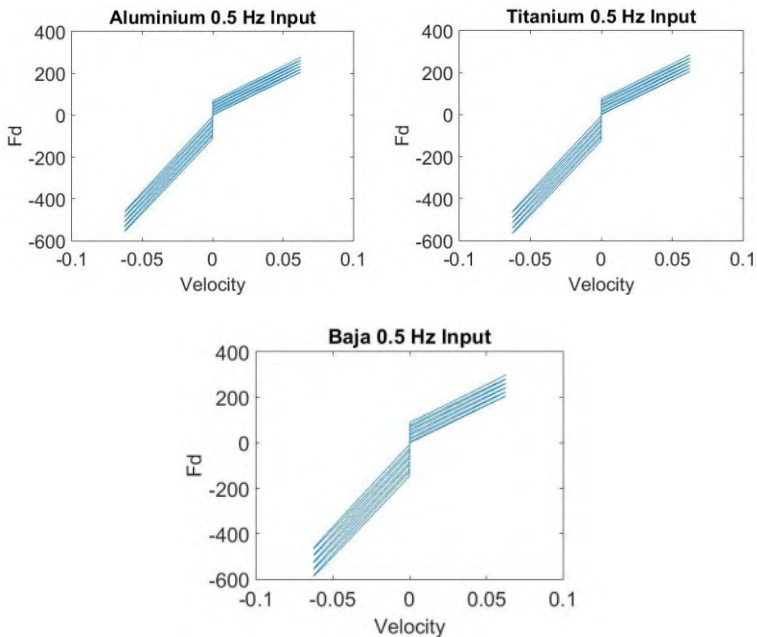
Bahan	Massa Jenis	Volume	Massa	Frekuensi
Aluminium	2700	6.28×10^{-6}	0.016 kg	0.5 Hz
Titanium	4500	6.28×10^{-6}	0.02826 kg	
Baja	8000	6.28×10^{-6}	0.05024 kg	



Gambar 5.1 Karakteristik gaya redam sistem suspensi *VMI Flywheel* fungsi perpindahan untuk bahan slider alumunium, titanium, baja

Sistem *VMI Flywheel* memiliki karakteristik gaya redam yang unik dibanding sistem suspensi biasa, yakni untuk satu input frekuensi dan satu input massa, gaya redam yang dihasilkan semakin lama semakin besar. Hal ini dikarenakan slider yang terus terdorong ke luar pusat putar seiring berputarnya *flywheel* akan memperbesar gaya redam hingga harga maksimum yang

dapat dicapai. Setelah kondisi maksimum tersebut, gaya redam akan bernilai konstan. Dapat dilihat pada grafik di atas, gaya redam milik *VMI Flywheel* nampak mengembang. Karakteristik yang sama juga nampak pada grafik gaya redam fungsi kecepatan di bawah ini.



Gambar 5.2 Karakteristik gaya redam sistem suspensi *VMI Flywheel* fungsi kecepatan untuk variasi bahan slider aluminium, titanium, baja

Hasil yang ditunjukkan oleh grafik menunjukkan bahwa pemilihan massa *slider* dari bahan baja menghasilkan gaya redam terbesar. Hal ini disebabkan karena semakin berat massa *slider*, gaya sentrifugal yang diterima juga akan semakin besar. Besarnya gaya sentrifugal ini akan mendorong *slider* lebih jauh yang mana akan berujung dengan semakin besarnya momen inersia total dari

flywheel. Semakin besar momen inersia, akan semakin besar gaya redam yang dihasilkan. Sehingga dapat ditarik kesimpulan bahwa hasil simulasi sesuai dengan teori yang ada. Perbandingan harga gaya redam ditampilkan pada tabel di bawah ini.

Tabel 5.2 Besar gaya redam ketika fase kompresi dan ekspansi dengan variasi massa slider

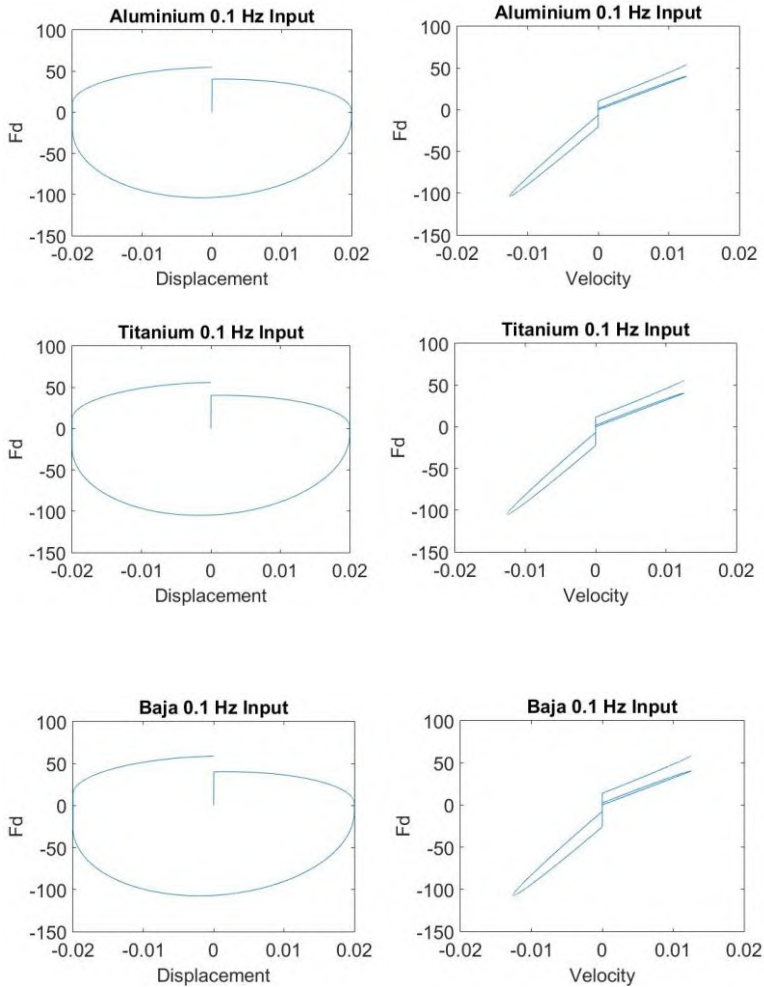
Bahan	Massa Jenis	Volume	Massa	ΔF_d Eks	ΔF_d Komp
Aluminium	2700	6.28×10^{-6}	0.016 kg	52.4	-92
Titanium	4500	6.28×10^{-6}	0.02826 kg	72.2	-101.3
Baja	8000	6.28×10^{-6}	0.05024 kg	93.4	-119.8

5.2 Karakteristik Gaya Redam VMI Flywheel Suspension dengan Variasi Frekuensi

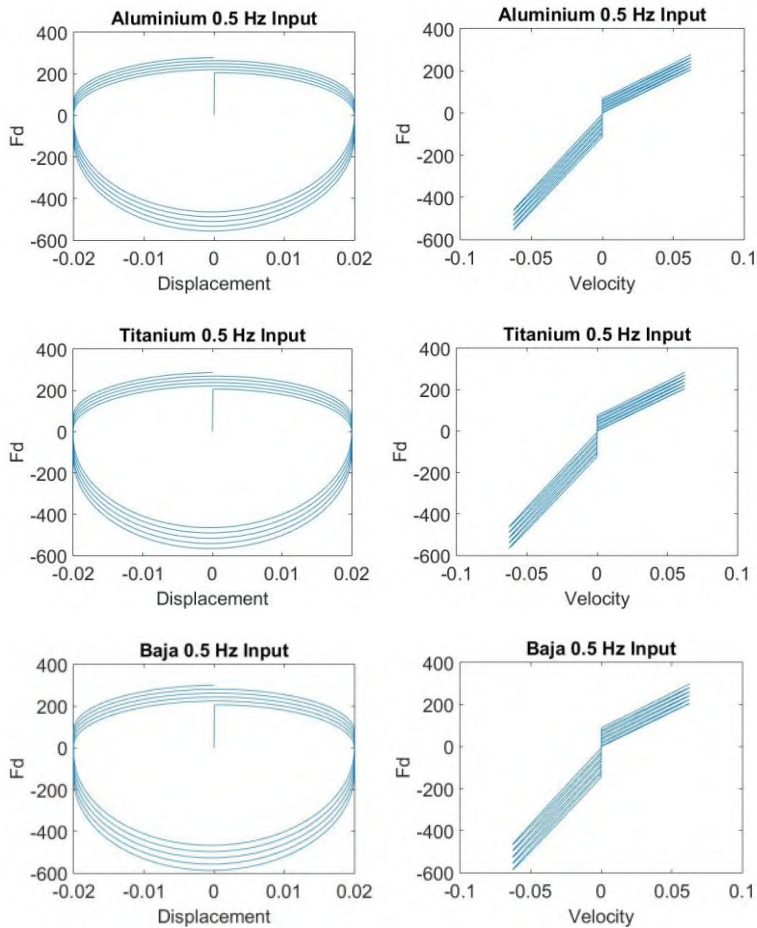
Di bawah ini merupakan karakteristik gaya redam yang dihasilkan oleh sistem suspensi VMI Flywheel untuk variasi frekuensi. Grafik yang akan ditampilkan merupakan gaya redam fungsi perpindahan dan gaya redam fungsi kecepatan.

Tabel 5.3 Variasi frekuensi VMI Flywheel Suspension dengan berbagai jenis massa slider

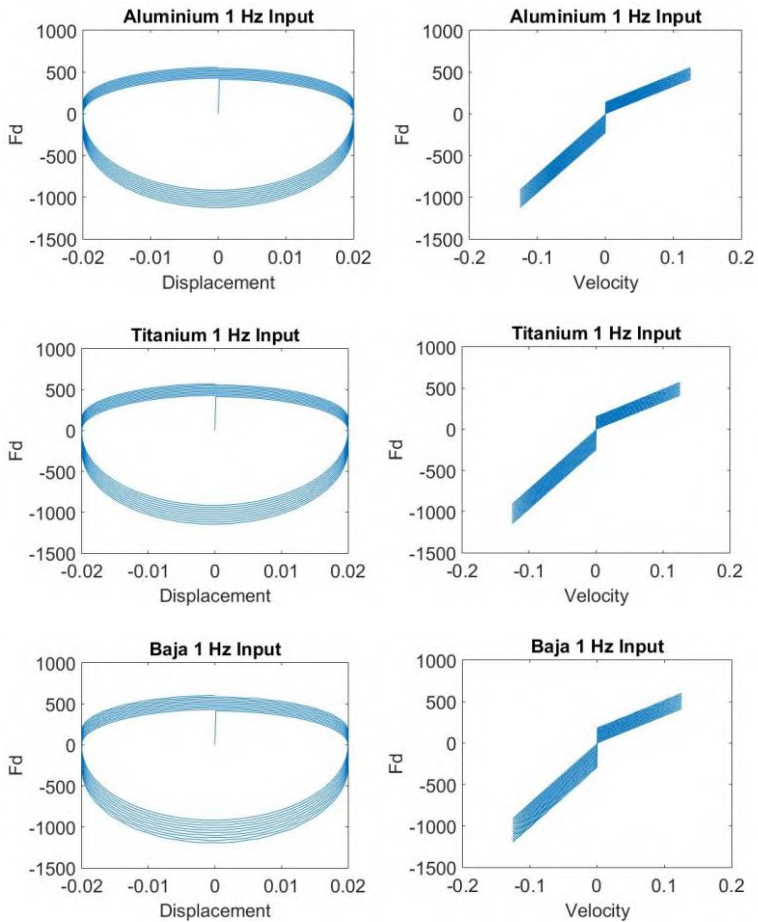
Bahan	Massa Jenis	Volume	Massa	Frekuensi
Aluminium	2700	6.28×10^{-6}	0.016 kg	0.1 Hz, 0.5 Hz, 1 Hz, 1.5 Hz, 2 Hz
Titanium	4500	6.28×10^{-6}	0.02826 kg	
Baja	8000	6.28×10^{-6}	0.05024 kg	



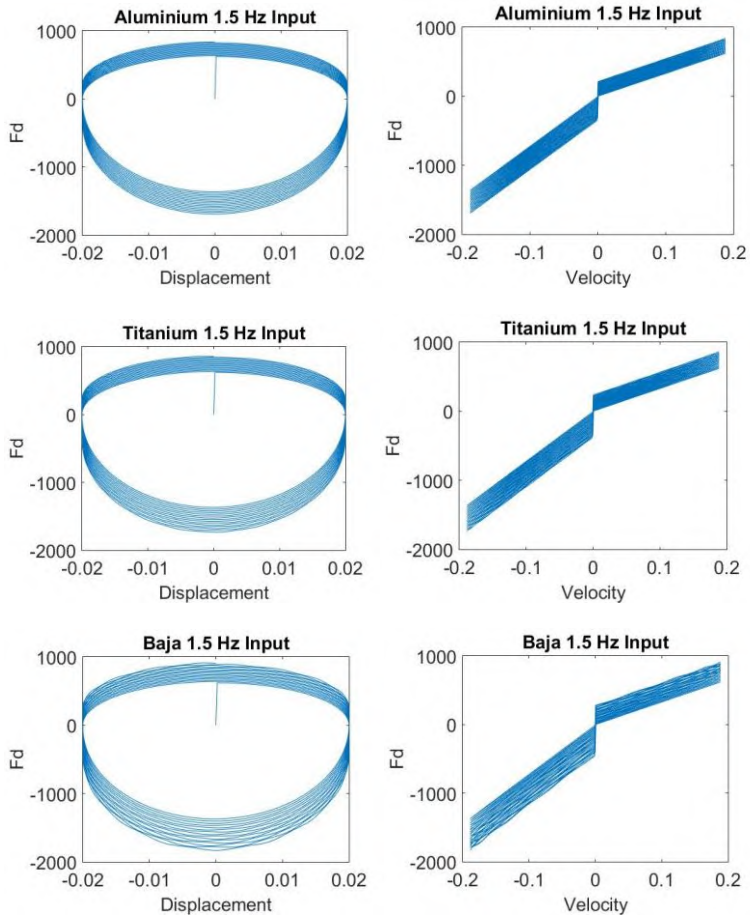
Gambar 5.3 Karakteristik gaya redam sistem suspensi VMI Flywheel fungsi perpindahan dan kecepatan pada frekuensi 0.1 Hz untuk variasi bahan slider aluminium, titanium, baja



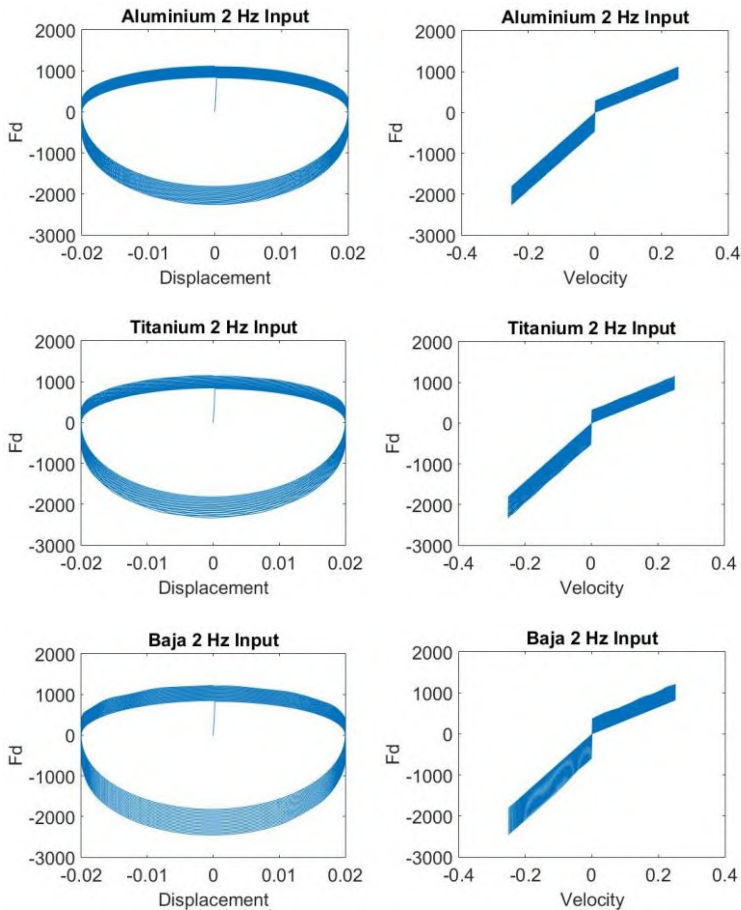
Gambar 5.4 Karakteristik gaya redam sistem suspensi *VMI Flywheel* fungsi perpindahan dan kecepatan pada frekuensi 0.5 Hz untuk variasi bahan slider aluminium, titanium, baja



Gambar 5.5 Karakteristik gaya redam sistem suspensi *VMI Flywheel* fungsi perpindahan dan kecepatan pada frekuensi 1 Hz untuk variasi bahan slider aluminium, titanium, baja



Gambar 5.6 Karakteristik gaya redam sistem suspensi *VMI Flywheel* fungsi perpindahan dan kecepatan pada frekuensi 1.5 Hz untuk variasi bahan slider aluminium, titanium, baja



Gambar 5.7 Karakteristik gaya redam sistem suspensi *VMI Flywheel* fungsi perpindahan dan kecepatan pada frekuensi 2 Hz untuk variasi bahan slider aluminium, titanium, baja

Hasil yang ditunjukkan oleh grafik menunjukkan bahwa semakin besar frekuensi input yang diberikan akan menghasilkan gaya redam yang lebih besar. Hal ini disebabkan karena semakin berat massa *slider*, gaya sentrifugal yang diterima juga akan semakin

besar. Besarnya gaya sentrifugal ini akan mendorong *slider* lebih jauh yang mana akan berujung dengan semakin besarnya momen inersia total dari *flywheel*. Semakin besar momen inersia, akan semakin besar gaya redam yang dihasilkan. Sehingga dapat ditarik kesimpulan bahwa hasil simulasi sesuai dengan teori yang ada. Pada frekuensi 0.1 Hz, fenomena nonlinearitas belum muncul, sebab *VMI Flywheel* memiliki frekuensi minimum agar bekerja. Apabila frekuensi yang diberikan terlalu kecil, maka putaran *flywheel* akan lambat sehingga gaya sentrifugal yang muncul pada *slider* juga kecil. Gaya sentrifugal yang kecil tidak akan mampu untuk membuat *slider* bergerak sehingga *flywheel* akan sama seperti *flywheel* bermomen inersia konstan biasa.

Perbandingan besar gaya redam untuk setiap bahan *slider* dan frekuensi ditunjukkan pada tabel di bawah ini.

Tabel 5.4 Besar gaya redam ketika fase kompresi dan ekspansi dengan variasi massa *slider* dan frekuensi

0.1 Hz

Bahan	Massa Jenis	Volume	Massa	Fd Eks	Fd Komp
Aluminium	2700	6.28×10^{-6}	0.016 kg	54.64	-103.5
Titanium	4500	6.28×10^{-6}	0.02826 kg	56.08	-104.7
Baja	8000	6.28×10^{-6}	0.05024 kg	58.89	-106.9

0.5 Hz

Bahan	Massa Jenis	Volume	Massa	ΔFd Eks	ΔFd Komp
Aluminium	2700	6.28×10^{-6}	0.016 kg	52.4	-92
Titanium	4500	6.28×10^{-6}	0.02826 kg	72.2	-101.3
Baja	8000	6.28×10^{-6}	0.05024 kg	93.4	-119.8

1 Hz

Bahan	Massa Jenis	Volume	Massa	ΔF_d Eks	ΔF_d Komp
Aluminium	2700	6.28×10^{-6}	0.016 kg	144.6	-207.9
Titanium	4500	6.28×10^{-6}	0.02826 kg	159	-228.7
Baja	8000	6.28×10^{-6}	0.05024 kg	189.7	-272.1

1.5 Hz

Bahan	Massa Jenis	Volume	Massa	ΔF_d Eks	ΔF_d Komp
Aluminium	2700	6.28×10^{-6}	0.016 kg	216.9	-326
Titanium	4500	6.28×10^{-6}	0.02826 kg	238.2	-364.5
Baja	8000	6.28×10^{-6}	0.05024 kg	284.8	-462

2 Hz

Bahan	Massa Jenis	Volume	Massa	ΔF_d Eks	ΔF_d Komp
Aluminium	2700	6.28×10^{-6}	0.016 kg	291.7	-446
Titanium	4500	6.28×10^{-6}	0.02826 kg	322.7	-515
Baja	8000	6.28×10^{-6}	0.05024 kg	394.7	-631

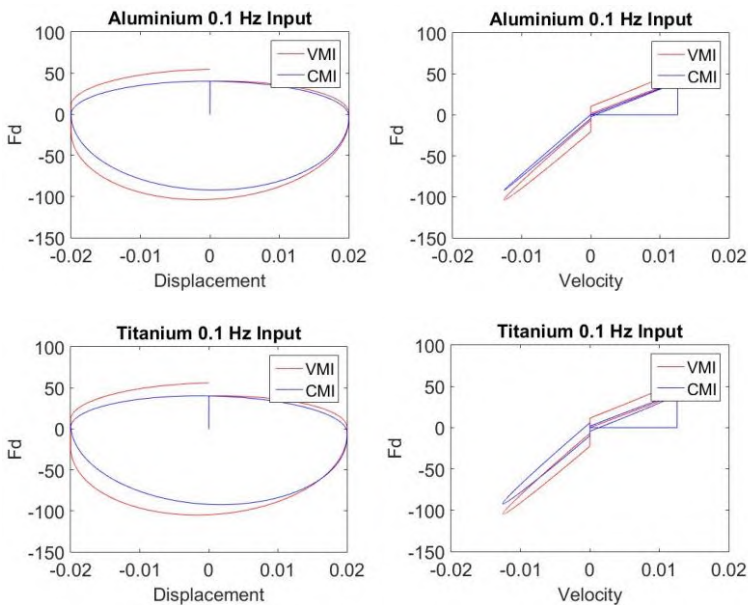
5.3 Perbandingan Karakteristik Gaya Redam *VMI Flywheel Suspension* terhadap *CMI Flywheel Suspension* dengan Variasi Frekuensi

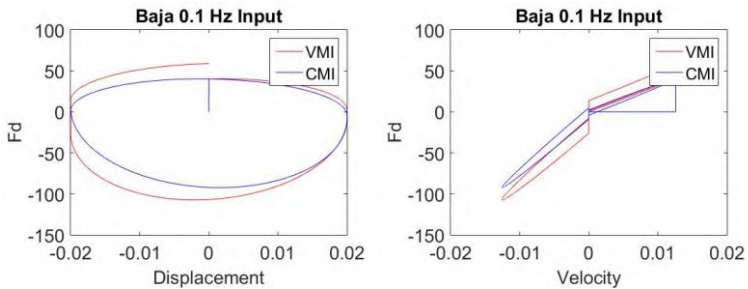
Di bawah ini merupakan perbandingan karakteristik gaya redam yang dihasilkan oleh sistem suspensi *VMI Flywheel* terhadap sistem suspensi *CMI Flywheel* untuk variasi frekuensi. Grafik yang akan ditampilkan merupakan gaya redam fungsi perpindahan dan gaya redam fungsi kecepatan. Bahan dari *CMI Flywheel* seperti disebutkan pada tabel di bawah ini. Tujuan dari divariasikannya bahan dari *CMI Flywheel* ini adalah untuk

mengetahui bagaimana perbandingan karakteristik gaya redamnya terhadap *VMI Flywheel* yang menggunakan bahan slider serupa.

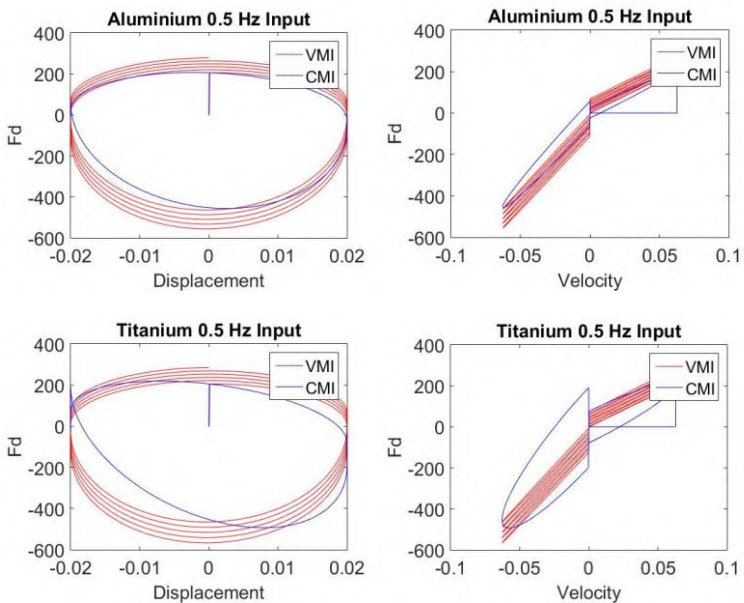
Tabel 5.5 Variasi massa untuk *CMI Flywheel*

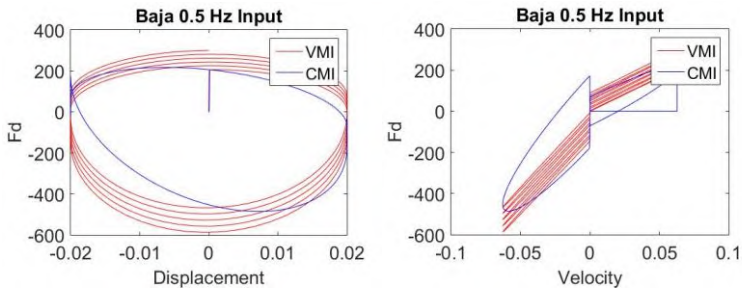
Bahan	Massa Jenis	Volume	Massa	Frekuensi
Aluminium	2700	3.52×10^{-4}	0.016 kg	0.1 Hz, 0.5 Hz, 1 Hz, 1.5 Hz, 2 Hz
Titanium	4500	3.52×10^{-4}	0.02826 kg	
Baja	8000	3.52×10^{-4}	0.05024 kg	



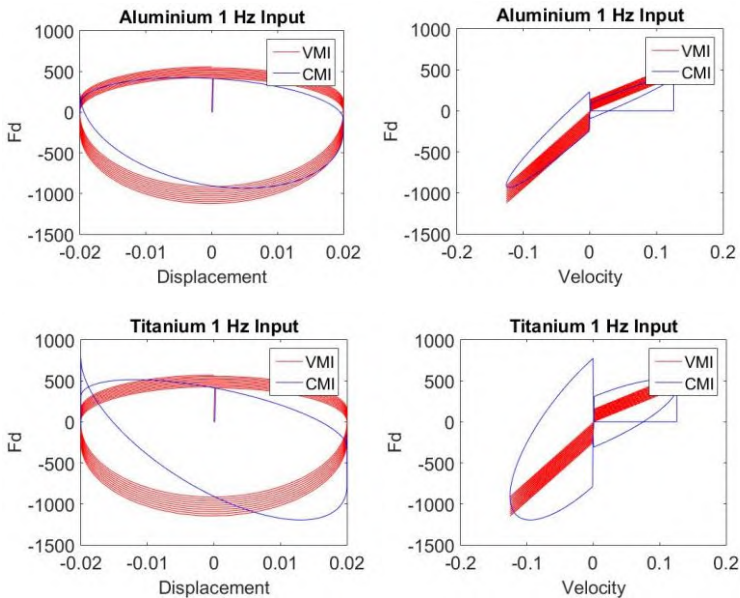


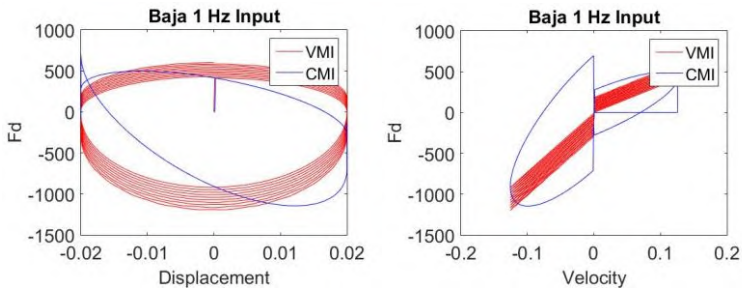
Gambar 5.8 Perbandingan karakteristik gaya redam sistem suspensi *VMI Flywheel* dengan sistem suspensi *CMI Flywheel* fungsi perpindahan dan kecepatan pada frekuensi 0.1 Hz untuk massa *flywheel* aluminium, titanium, baja



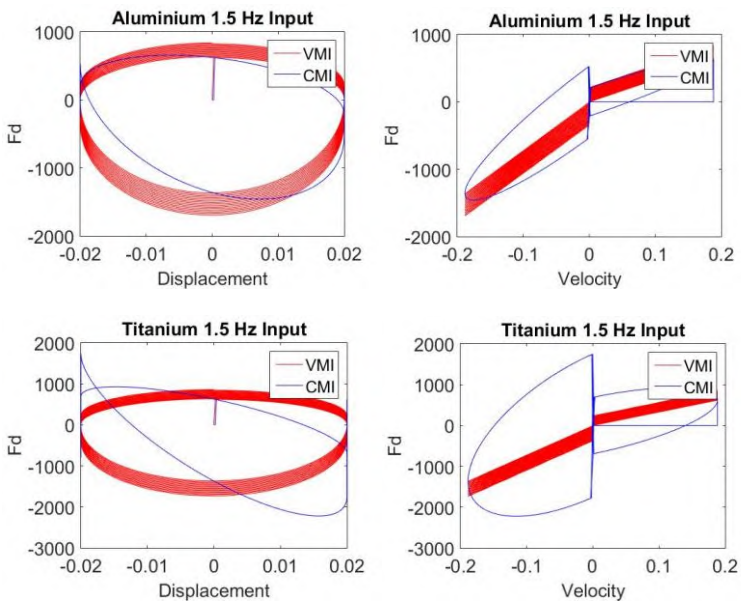


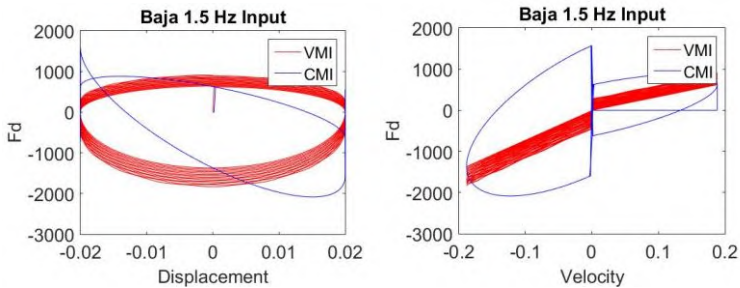
Gambar 5.9 Perbandingan karakteristik gaya redam sistem suspensi VMI *Flywheel* dengan sistem suspensi CMI *Flywheel* fungsi perpindahan dan kecepatan pada frekuensi 0.5 Hz untuk massa *flywheel* alumunium, titanium, baja



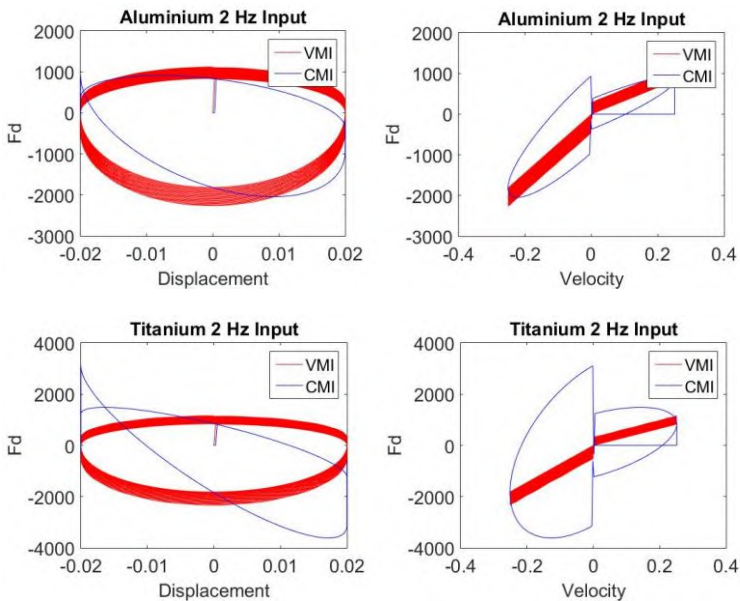


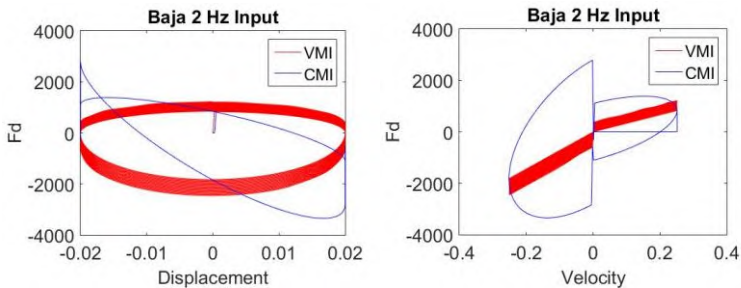
Gambar 5.10 Perbandingan karakteristik gaya redam sistem suspensi *VMI Flywheel* dengan sistem suspensi *CMI Flywheel* fungsi perpindahan dan kecepatan pada frekuensi 1 Hz untuk massa *flywheel* aluminium, titanium, baja





Gambar 5.11 Perbandingan karakteristik gaya redam sistem suspensi VMI *Flywheel* dengan sistem suspensi CMI *Flywheel* fungsi perpindahan dan kecepatan pada frekuensi 1.5 Hz untuk massa *flywheel* alumunium, titanium, baja





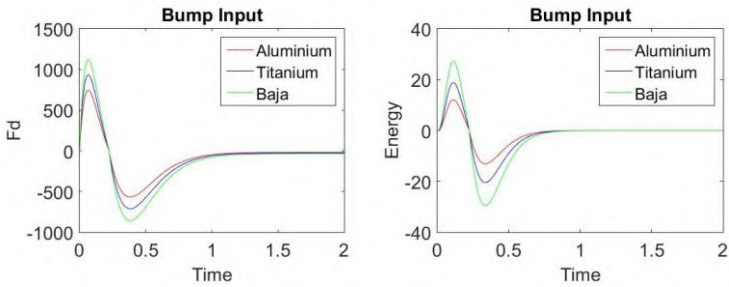
Gambar 5.12 Perbandingan karakteristik gaya redam sistem suspensi *VMI Flywheel* dengan sistem suspensi *CMI Flywheel* fungsi perpindahan dan kecepatan pada frekuensi 2 Hz untuk massa *flywheel* aluminium, titanium, baja

Hasil yang ditunjukkan oleh grafik menunjukkan perbedaan yang cukup besar antara karakteristik gaya redam *VMI Flywheel* dengan gaya redam *CMI Flywheel*. Telah diketahui bahwa karakteristik gaya redam akibat momen inersia berbeda dari karakteristik gaya redam akibat *viscous damping*. Untuk gaya redam akibat efek inersia, bentuk grafik fungsi perpindahan dan fungsi kecepatan terlihat terbalik. Bentuk serupa terlihat pada grafik *CMI Flywheel* pada frekuensi tinggi. Semakin besar frekuensi yang diberikan, bentuk dari gaya redam sistem suspensi *CMI Flywheel* akan semakin mendekati karakteristik gaya redam akibat efek inersia murni, karena gaya redam akibat inersia menjadi dominan. Hal seperti ini tidak nampak pada sistem *VMI Flywheel* karena sifatnya yang adaptif sehingga besar gaya redam yang muncul dapat menyesuaikan dengan gaya redam akibat *viscous damping*.

5.4 Karakteristik Gaya Redam *VMI Flywheel Suspension* dengan Input *Bump Modified*

Di bawah ini merupakan karakteristik gaya redam yang dihasilkan oleh sistem suspensi *VMI Flywheel* untuk input berupa *bump modified*. Grafik yang ditampilkan merupakan gaya redam

fungsi waktu. Juga akan ditampilkan energi yang muncul dari input *bump modified* ini.



Gambar 5.13 Karakteristik gaya redam dan energi VMI Flywheel dengan input *bump modified*

Hasil yang ditunjukkan oleh grafik menunjukkan bahwa pemilihan massa slider dari bahan baja menghasilkan gaya redam dan energi terbesar. Gaya redam yang dihasilkan oleh bahan slider baja adalah sekitar 1100 Newton, sedangkan energinya adalah sekitar 29 Joule. Hal ini disebabkan semakin berat massa slider, besarnya momen inersia total dari *flywheel* juga akan bertambah. Semakin besar momen inersia, akan semakin besar gaya redam yang dihasilkan. Oleh karena itu disimpulkan bahwa hasil simulasi telah sesuai dengan teori yang ada. Harga gaya redam dan energi ditampilkan pada tabel di bawah ini.

Tabel 5.6 Harga Gaya Redam dan Energi pada VMI Flywheel dengan Variasi Massa Slider

Gaya Redam

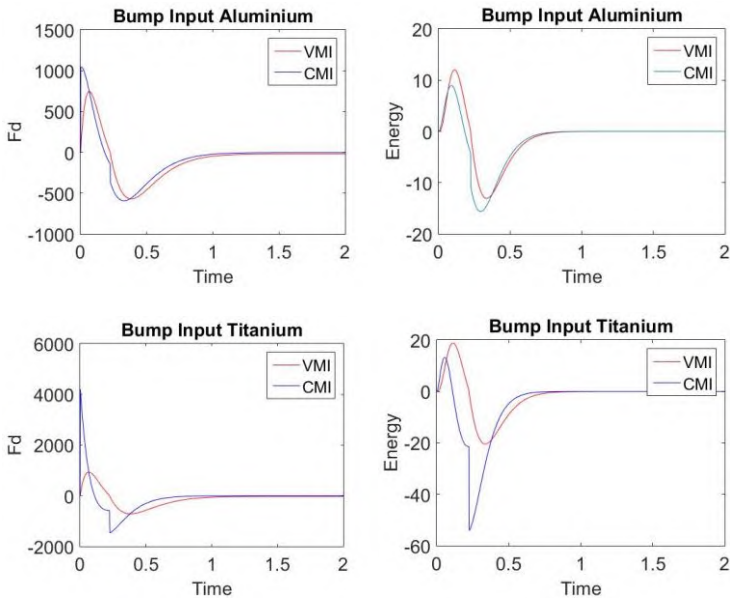
Bahan	Massa Jenis	Volume	Massa	Fd Eks	Fd Komp
Aluminium	2700	6.28×10^{-6}	0.016 kg	747	-585
Titanium	4500	6.28×10^{-6}	0.02826 kg	935	-735.5
Baja	8000	6.28×10^{-6}	0.05024 kg	1123	-881.3

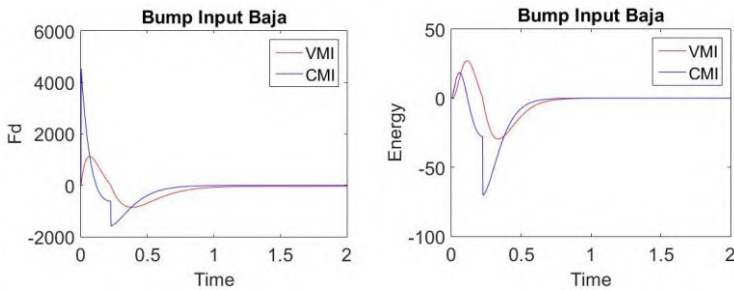
Energi

Bahan	Massa Jenis	Volume	Massa	E Eks	E Komp
Aluminium	2700	6.28×10^{-6}	0.016 kg	12.2	-13.41
Titanium	4500	6.28×10^{-6}	0.02826 kg	19	-21.06
Baja	8000	6.28×10^{-6}	0.05024 kg	27.35	-30.29

5.5 Perbandingan Karakteristik Gaya Redam VMI Flywheel Suspension terhadap CMI Flywheel Suspension dengan Input Bump Modified

Di bawah ini merupakan perbandingan karakteristik gaya redam yang dihasilkan oleh sistem suspensi *VMI Flywheel* terhadap sistem suspensi *CMI Flywheel* untuk input *bump modified* dengan variasi massa.





Gambar 5.14 Perbandingan karakteristik gaya redam dan energi sistem suspensi *VMI Flywheel* terhadap *CMI Flywheel* dengan input *bump modified* untuk massa aluminium, titanium, baja

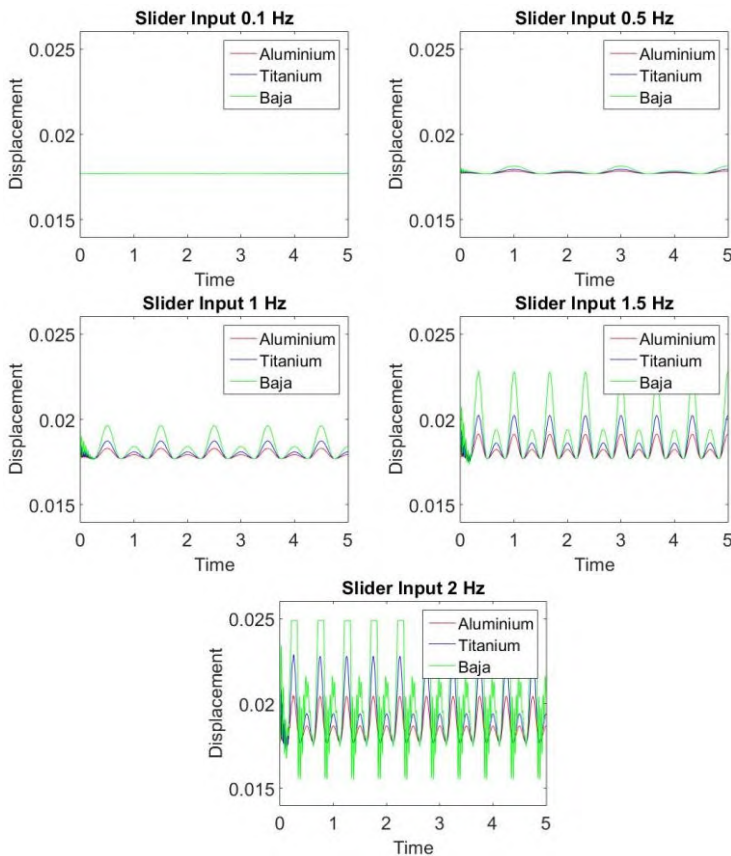
Hasil yang ditunjukkan oleh grafik menunjukkan bahwa baik *VMI Flywheel* maupun *CMI Flywheel* memiliki karakteristik yang hampir sama, dengan besar *settling time* yang tidak jauh berbeda. Akan tetapi grafik yang ditunjukkan oleh *VMI Flywheel* terlihat lebih halus daripada grafik dari *CMI Flywheel*. Penyebabnya miripnya kedua karakteristik disebabkan karena pada input bump, *VMI Flywheel* bersifat seperti *CMI Flywheel*. Sedangkan halusnya gaya redam milik *VMI Flywheel* disebabkan oleh sifatnya yang adaptif terhadap input yang diberikan. Oleh karena itu, grafik yang didapatkan sudah sesuai dengan teori yang ada.

5.6 Respon Dinamis Slider untuk Input Sinusoidal dengan Variasi Frekuensi

Di bawah ini merupakan respon dinamis slider selama *flywheel* bekerja. Grafik yang akan ditampilkan merupakan perpindahan fungsi waktu. Dari grafik ini akan diketahui bagaimana pergerakan slider saat *VMI Flywheel* berputar. Adapun spesifikasi dari slider itu sendiri tertulis pada tabel di bawah.

Tabel 5.7 Variasi massa slider dan variasi frekuensi

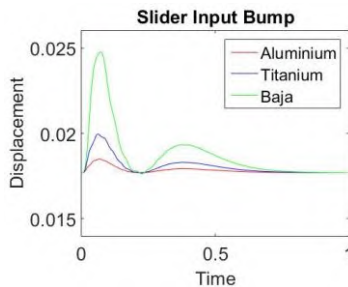
Bahan	Massa Jenis	Volume	Massa	Frekuensi
Aluminium	2700	6.28×10^{-6}	0.016 kg	0.1 Hz, 0.5 Hz, 1 Hz, 1.5 Hz, 2 Hz
Titanium	4500	6.28×10^{-6}	0.02826 kg	
Baja	8000	6.28×10^{-6}	0.05024 kg	

Gambar 5.15 Respon dinamis massa *slider* untuk variasi frekuensi

Hasil yang ditunjukkan oleh grafik menunjukkan bahwa pemilihan massa *slider* dari bahan baja menghasilkan perpindahan terbesar. Semakin besar frekuensi input juga akan berpengaruh terhadap semakin besarnya perpindahan *slider*. Pada saat frekuensi input 0.1 Hz, *slider* tidak bergerak seperti yang telah disebutkan sebelumnya. Pada frekuensi 2 Hz, *slider* mengalami perpindahan maksimum yakni 0.025 meter. Hal ini disebabkan semakin berat massa *slider*, gaya sentrifugal yang diterima juga akan semakin besar. Besarnya gaya sentrifugal ini akan mendorong *slider* lebih jauh. Jadi dapat disimpulkan hasil simulasi sudah sesuai dengan teori yang ada.

5.7 Respon Dinamis *Slider* untuk Input *Bump Modified*

Di bawah ini merupakan respon dinamis *slider* selama *flywheel* bekerja untuk input *bump modified*. Grafik yang akan ditampilkan merupakan perpindahan fungsi waktu. Dari grafik ini akan diketahui bagaimana pergerakan *slider* saat VMI *Flywheel* berputar.



Gambar 5.16 Respon dinamis massa *slider* untuk input *bump modified*

Hasil yang ditunjukkan oleh grafik menunjukkan bahwa pemilihan massa *slider* dari bahan baja menghasilkan perpindahan terbesar, yakni 0.0202 meter. Titanium terbesar kedua dengan perpindahan maksimal 0.019 meter dan aluminium

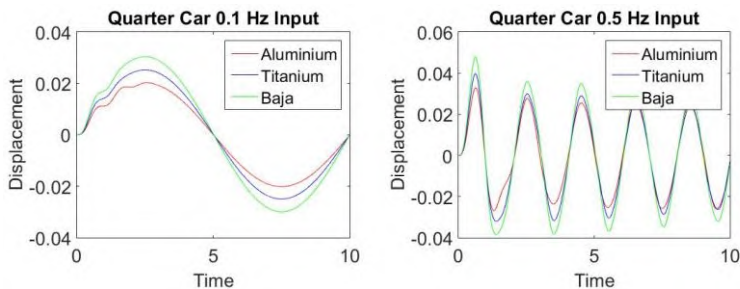
yang terrendah dengan 0.0185 meter. Hal ini disebabkan semakin berat massa *slider*, gaya sentrifugal yang diterima juga akan semakin besar. Besarnya gaya sentrifugal ini akan mendorong *slider* lebih jauh. Jadi dapat disimpulkan hasil simulasi sudah sesuai dengan teori yang ada.

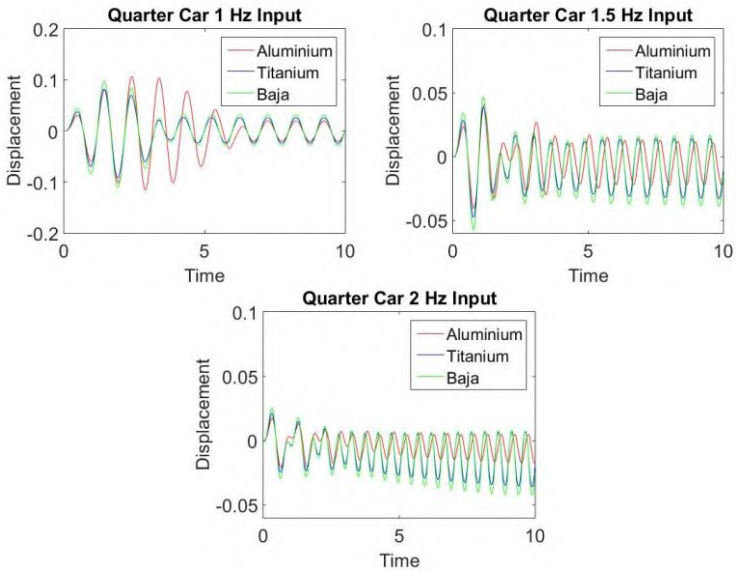
5.8 Respon Dinamis Sistem Seperempat Kendaraan yang Terpasang VMI Flywheel dengan Input Sinusoidal.

Di bawah ini merupakan respon dinamis body kendaraan berjenis *Multi Purpose Vehicle* yang terpasang sistem *VMI Flywheel Suspension* dengan Input berupa sinusoidal. Grafik yang dimunculkan berupa grafik perpindahan fungsi waktu dan kecepatan fungsi waktu. Adapun spesifikasi dari kendaraan itu sendiri seperti disebutkan pada table di bawah ini.

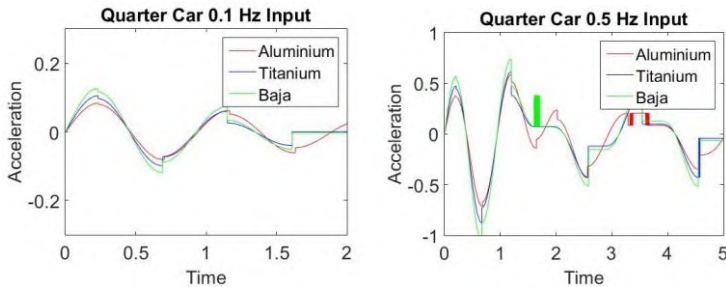
Tabel 5.8 Parameter Mobil Jenis MPV

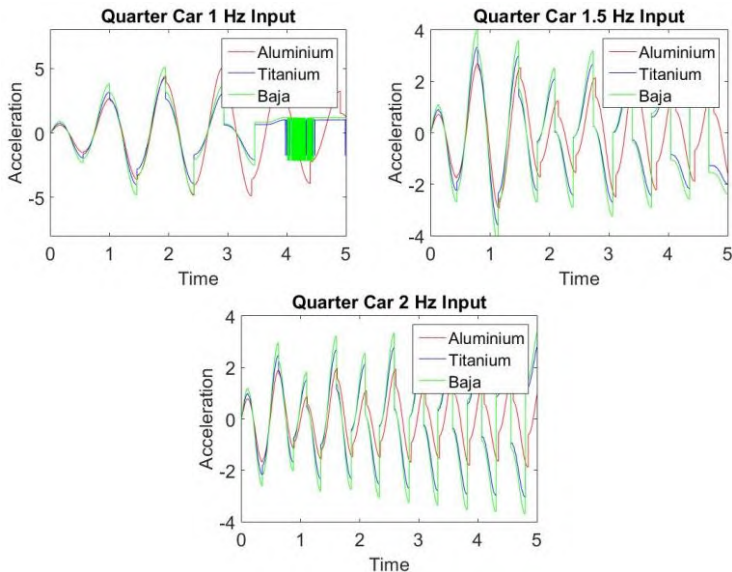
Parameter	Nilai
Sprung mass	400 kg
Unsprung mass	227 kg
Sprung stiffness	18000 N/m
Unsprung stiffness	202230 N/m
Unsprung damping coefficient	6.860 N.s/m





Gambar 5.17 Respon dinamis massa kendaraan yang terpasang *VMI Flywheel suspension* dengan input sinusoidal untuk variasi massa slider grafik perpindahan terhadap waktu





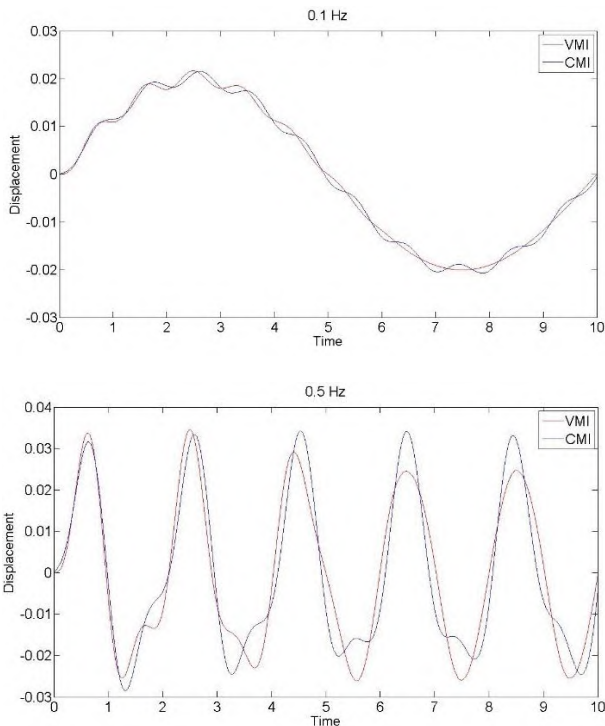
Gambar 5.18 Respon dinamis massa kendaraan yang terpasang *VMI Flywheel suspension* dengan input sinusoidal untuk variasi massa slider grafik percepatan terhadap waktu

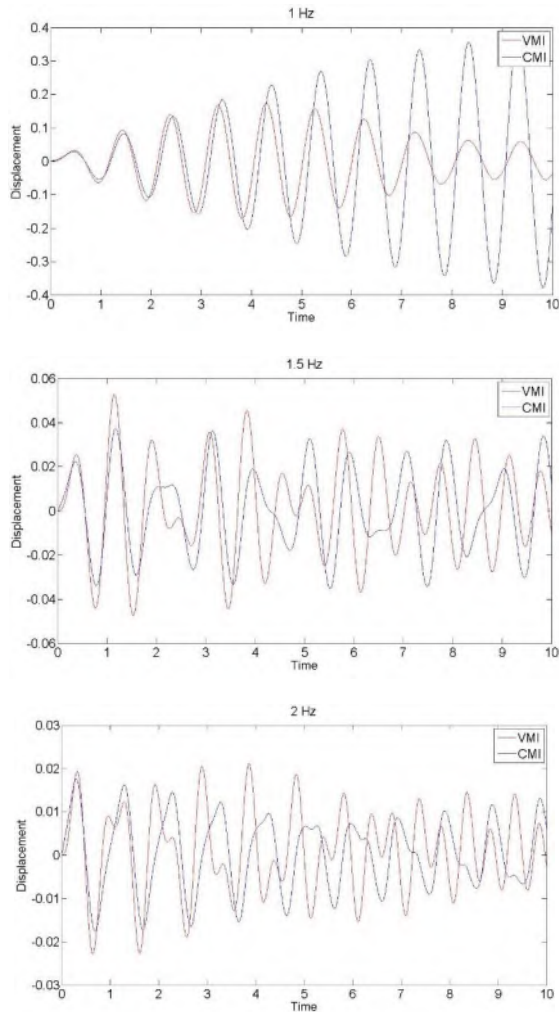
Hasil yang ditunjukkan oleh grafik menunjukkan bahwa variasi massa *slider* pada *VMI Flywheel* tidak memberikan perubahan yang cukup signifikan pada respon dinamis kendaraan. Perbedaan yang terlihat hanyalah pada besar perpindahan yang dialami oleh massa kendaraan, di mana pemilihan massa *slider* dari bahan baja menghasilkan perpindahan terbesar, karena semakin berat massa slider, gaya redam yang dihasilkan juga akan lebih besar. Gaya redam ini akan ditransmisikan ke body kendaraan. *VMI Flywheel* disimpulkan nyaman untuk frekuensi rendah, karena berdasar standar yang ada, kendaraan dikatakan tidak nyaman apabila memiliki rms percepatan di atas 1 m/s^2 . Harga percepatan massa kendaraan pada frekuensi di bawah 1 Hz adalah kurang dari 1 m/s^2 , sehingga dengan ini disimpulkan nyaman. Sedangkan untuk frekuensi di atas 1 Hz berada di atas 2 m/s^2 . Hal ini dikarenakan

untuk frekuensi rendah, perubahan gaya redam yang terjadi pada *VMI Flywheel* tidak terlalu besar. Sehingga gaya redam yang ditransmisikan ke massa kendaraan juga tidak signifikan.

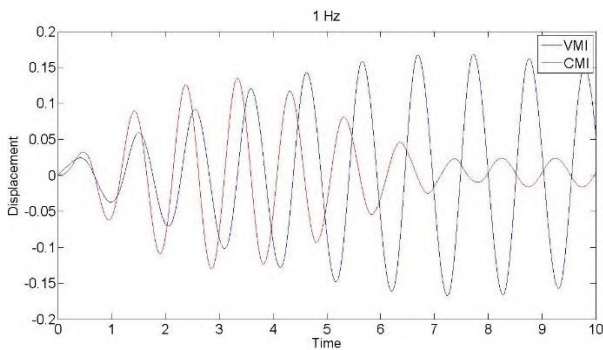
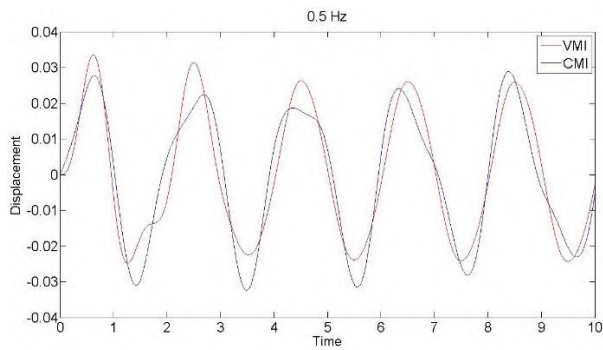
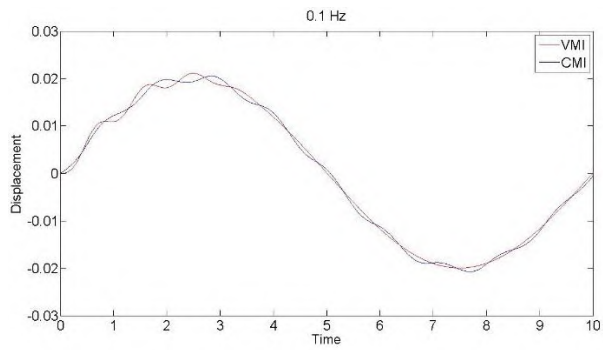
5.9 Perbandingan Respon Dinamis Sistem Seperempat Kendaraan yang Terpasang *VMI Flywheel* terhadap *CMI Flywheel* dengan Input Sinusoidal.

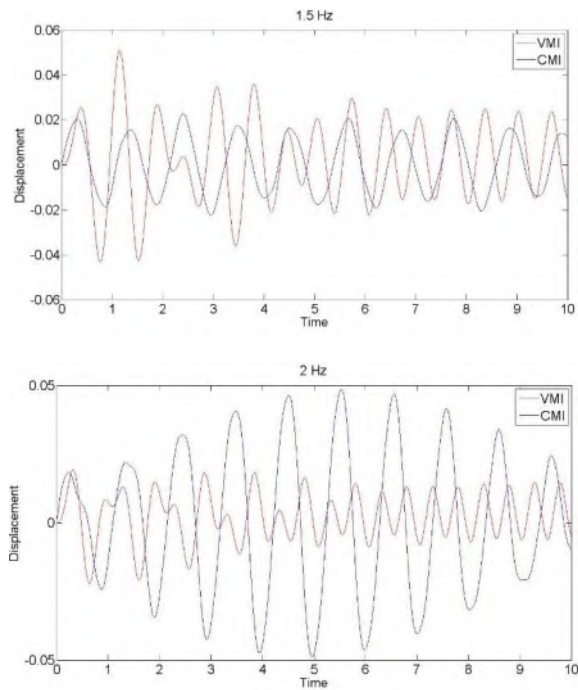
Di bawah ini merupakan perbandingan respon dinamis massa kendaraan ketika terpasang sistem suspensi *VMI Flywheel* terhadap sistem suspensi *CMI Flywheel* untuk input sinusoidal. Grafik yang dimunculkan berupa perpindahan fungsi waktu dan percepatan fungsi waktu.



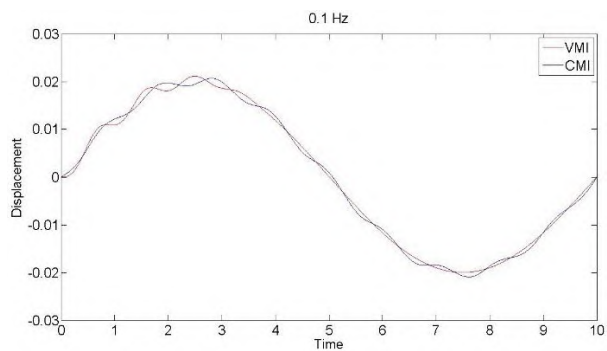


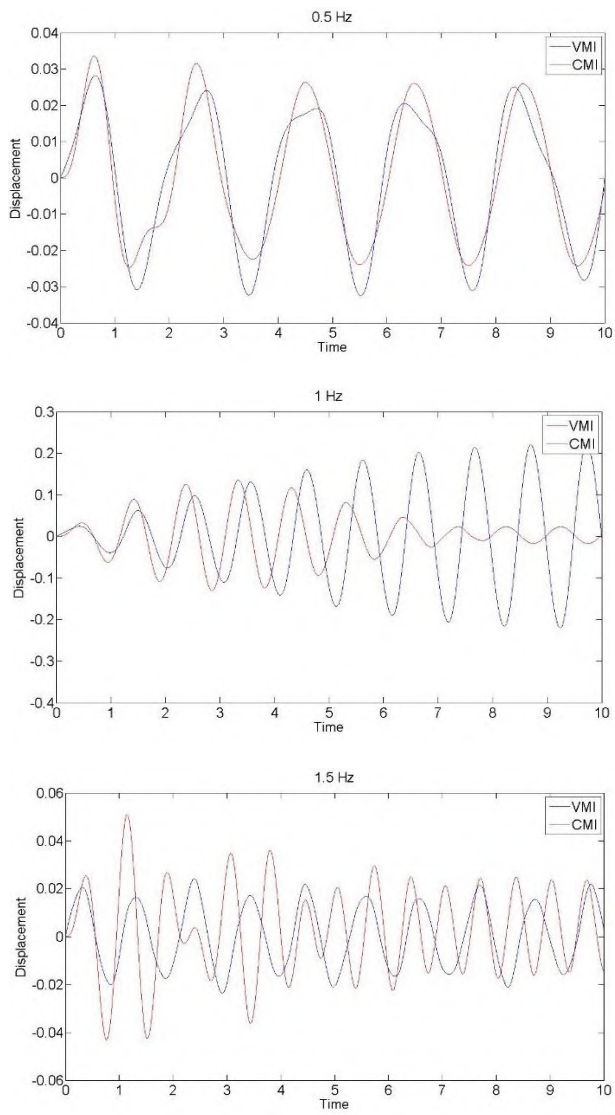
Gambar 5.19 Perbandingan Respon dinamis massa kendaraan yang terpasang *VMI Flywheel suspension* terhadap *CMI Flywheel suspension* dengan input sinusoidal untuk massa Aluminium dengan variasi frekuensi input

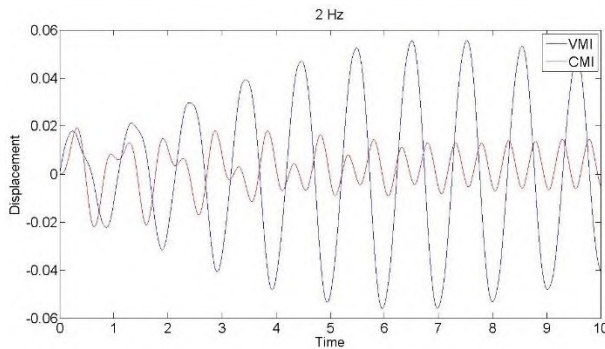




Gambar 5.20 Perbandingan Respon dinamis kendaraan dengan *VMI Flywheel suspension* terhadap *CMI Flywheel suspension* dengan input sinusoidal untuk massa Titanium







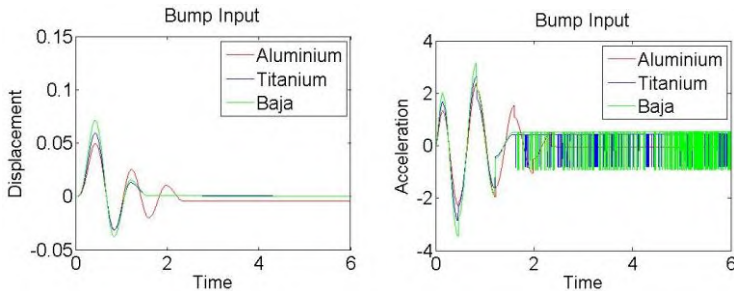
Gambar 5.21 Perbandingan Respon dinamis massa kendaraan yang terpasang *VMI Flywheel suspension* terhadap *CMI Flywheel suspension* dengan input sinusoidal untuk massa Baja dengan variasi frekuensi input

Grafik menunjukkan untuk input frekuensi yang kecil (0.1 Hz sampai dengan 1 Hz), sistem suspensi dengan *VMI Flywheel* lebih bagus dibandingkan dengan *CMI Flywheel*. Hal tersebut dapat dilihat dari perpindahan dan percepatan yang dialami oleh kendaraan selama proses input berlangsung. Akan tetapi dalam proses simulasi ini terdapat frekuensi-frekuensi tertentu yang ternyata mendekati harga frekuensi natural dari sistem kendaraan, sehingga perpindahan body kendaraan menjadi sangat besar, seperti yang terlihat pada frekuensi input 1 Hz di masing-masing grafik. Hal ini disebabkan, salah satu frekuensi natural dari sistem seperempat kendaraan berada di angka 1.06 Hz. Ketika frekuensi inputnya besar atau di atas 1 Hz, *VMI Flywheel* tidak lagi bagus karena gaya redam yang dihasilkan besar dan hal tersebut membuat defleksi body kendaraan menjadi besar.

5.10 Respon Dinamis Sistem Seperempat Kendaraan yang Terpasang *VMI Flywheel* dengan Input *Bump Modified*.

Di bawah ini merupakan respon dinamis body kendaraan berjenis *Multi Purpose Vehicle* yang terpasang *system VMI Flywheel*

Suspension dengan Input berupa *bump modified*. Grafik yang dimunculkan berupa grafik perpindahan fungsi waktu dan percepatan fungsi waktu.



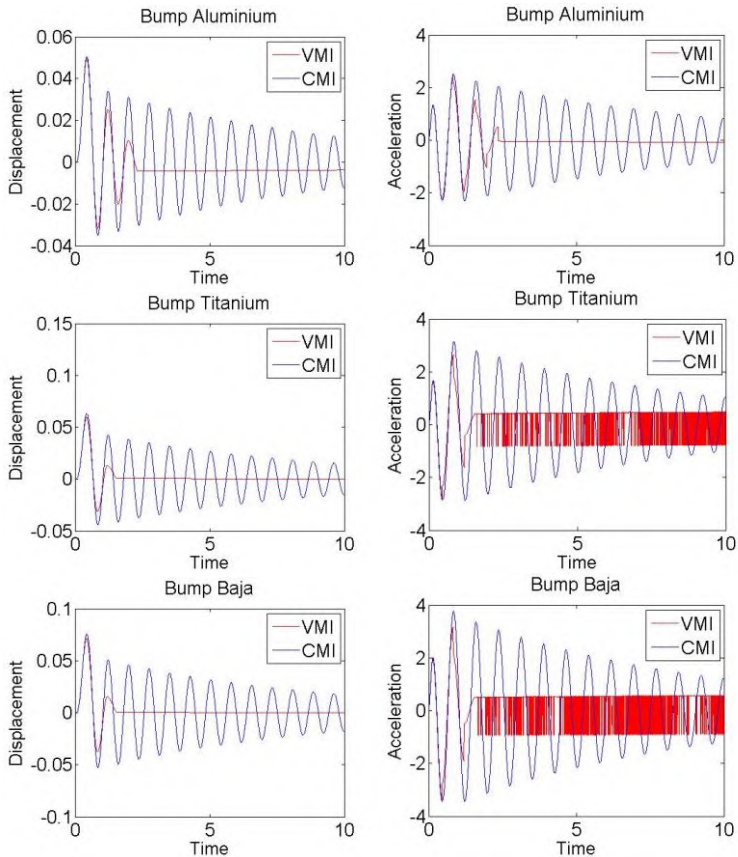
Gambar 5.22 Respon dinamis massa kendaraan yang terpasang *VMI Flywheel suspension* dengan input *bump modified* untuk variasi massa *slider*

Hasil yang ditunjukkan oleh grafik menunjukkan bahwa pemilihan massa slider dari bahan baja menghasilkan perpindahan terbesar. Hal ini disebabkan semakin berat massa slider, gaya redam yang dihasilkan juga akan semakin besar. Gaya redam yang besar akan ditransmisikan ke massa kendaraan, menyebabkan massa tersebut berpindah dengan perpindahan yang besar juga. Untuk massa slider berupa aluminium, *settling time* nya lebih lama dibanding massa slider berupa titanium dan baja. Untuk baja dan titanium memiliki *settling time* yang mirip yakni 1.8 detik, sedangkan massa aluminium *settling time* nya di atas 2 detik.

5.11 Perbandingan Respon Dinamis Sistem Seperempat Kendaraan yang Terpasang *VMI Flywheel* terhadap *CMI Flywheel* dengan Input *Bump Modified*.

Di bawah ini merupakan perbandingan respon dinamis massa kendaraan ketika terpasang sistem suspensi *VMI Flywheel* terhadap sistem suspensi *CMI Flywheel* untuk input *bump*

modified. Grafik yang dimunculkan berupa perpindahan fungsi waktu dan percepatan fungsi waktu.



Gambar 5.23 Perbandingan Respon dinamis massa kendaraan yang terpasang *VMI Flywheel suspension* terhadap *CMI Flywheel suspension* dengan input *bump modified* untuk massa aluminium, titanium, baja

Hasil yang ditunjukkan oleh grafik menunjukkan sistem suspensi dengan *VMI Flywheel* memiliki *settling time* yang jauh lebih

rendah daripada sistem suspensi dengan *CMI Flywheel*. Massa kendaraan sudah tidak lagi mengalami perpindahan setelah 2 detik apabila menggunakan suspensi *VMI Flywheel*. Di sisi lain, apabila kendaraan menggunakan suspensi *CMI Flywheel*, reduksi perpindahan yang terjadi sangat kecil, mengakibatkan setelah 10 detik massa kendaraan masih berosilasi. Walaupun harga perpindahannya relative kecil (di bawah 2 cm), hal ini menunjukkan bahwa sistem tidak stabil.

Tidak stabilnya massa kendaraan dengan suspensi *CMI Flywheel* ini dikarenakan gaya redam yang dihasilkan oleh *flywheel* merupakan fungsi percepatan. Dalam input *bump*, sistem akan dikenai perpindahan sekali saja. Ketika sistem dikenai perpindahan untuk pertama kalinya, *flywheel* berputar dan setelah itu *flywheel* tidak mendapatkan percepatan lagi, sehingga *flywheel* dapat dikatakan tidak aktif. Sehingga gaya redam yang bekerja setelahnya murni dari *viscous damping*. Itulah mengapa reduksi perpindahan pada suspensi *CMI Flywheel* kecil.

BAB VI

KESIMPULAN DAN SARAN

6.1 Kesimpulan

Adapun beberapa kesimpulan yang dapat diambil dari penelitian ini adalah sebagai berikut.

1. Harga gaya redam dari sistem suspensi *VMI Flywheel* bergantung pada massa dari slider yang digunakan. Semakin besar massa slider, gaya redam akan semakin besar. Untuk frekuensi 1 Hz, baja sebagai massa terbesar menghasilkan gaya redam paling besar, yakni 189.7 N pada saat ekspansi dan 272.1 N pada saat kompresi. Aluminium sebagai massa terkecil menghasilkan gaya redam yang paling kecil, yakni 144.6 N pada saat ekspansi dan 207.9 N pada saat kompresi.
2. *VMI Flywheel* memiliki karakteristik gaya redam yang unik, yakni dengan semakin besarnya gaya redam yang muncul dengan satu buah input. Akan tetapi gaya redam ini tidak muncul apabila frekuensi kerjanya terlalu kecil. Pada penelitian ini, untuk frekuensi 0.1 Hz, karakteristik itu tidak terjadi.
3. Besar frekuensi akan memperngaruhi harga gaya redam yang dihasilkan oleh sistem suspensi dengan *VMI Flywheel*. Semakin besar frekuensinya, gaya redam akan semakin tinggi.
4. Perpindahan yang dialami oleh slider bervariasi, tergantung pada jenis bahan dan frekuensi kerja yang diberikan. Slider dengan massa baja berpindah lebih jauh daripada slider dengan massa Titanium dan Aluminium. Untuk input sinusoidal, slider tidak mengalami perpindahan pada

frekuensi 0.1 Hz. Untuk input *bump modified*, *settling time* slider dengan ketiga bahan mirip, yakni sekitar 0.8 sekon.

5. Gaya redam sistem suspensi dengan *CMI Flywheel* memiliki karakteristik yang berbeda dibanding gaya redam *VMI Flywheel*. Pada input sinusoidal, semakin besar frekuensi input yang diberikan, karakteristik gaya redam akan semakin mendekati karakteristik gaya redam akibat efek inersia murni.
6. Untuk input *bump modified*, gaya redam *CMI Flywheel* cenderung lebih besar daripada gaya redam *VMI Flywheel*. Akan tetapi, keduanya memiliki *settling time* yang dapat dikatakan mirip, yakni sekitar 1 sekon. Gaya redam hasil *VMI Flywheel* tampak lebih halus daripada gaya redam hasil *CMI Flywheel*.
7. Kendaraan yang terpasang sistem suspensi dengan *VMI Flywheel* cenderung stabil dan lebih nyaman pada frekuensi rendah (0.1 Hz sampai 1 Hz). Di atas 1 Hz, kendaraan yang menggunakan *VMI Flywheel* akan memiliki perpindahan yang lebih besar dibanding yang menggunakan *CMI Flywheel* dan dalam hal ini dapat dikatakan tidak nyaman. Grafik pada frekuensi 1 Hz menunjukkan massa kendaraan mengalami perpindahan yang besar, hal ini dikarenakan frekuensi natural sistem kendaraan berada di angka 1.06 Hz.

6.2 Saran

Saran untuk kelanjutan penelitian ini adalah sebagai berikut

1. Lakukan perhitungan terhadap frekuensi natural kendaraan terlebih dahulu.
2. Studi optimasi untuk mendapatkan parameter *VMI Flywheel System Suspension* yang optimal sebagai upaya untuk mendekati karakteristik *conventional shock absorber*.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Rao, Singiresu S. 2010. *Mechanical Vibration 5th Ed.* N.J.:Prentice Hall.
- [2] Fox and McDonald. 2011. *Introduction to Fluid Mechanics 8th Edition.* John Wiley and Sons, Inc.
- [3] *Flow of Fluids Through Valves, Fittings, and Pipe.* New York : Crane Company, Technical Paper 410, 1982.
- [4] Haaland, SE. 1983. *Simple and Explicit Formula for the Friction Factor in Turbulent Flow.* Journal of Fluids Engineering, 103.
- [5] Han Zhang; Xuexun Guo; Lin Xu; Sanbao Hu; Zhigang Fang. 2014. *Parameter Analysis of Hydraulic-Electrical Energy Regenerative Absorber on Suspension Performance.* Hindawi Publishing Corp.
- [6] Anuar, K. (2014), *Rancang Bangun dan Studi Karakteristik Respon Getaran Sistem Suspensi dengan Hydraulic Motor Regenerative Shock Absorber*, Thesis, Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya.
- [7] Wong, J.Y. 2001. *Theory of Ground Vehicle.* John Wiley and Sons, Inc.
- [8] Phrakash, Sethu. 2015. *Regenerative Shock Absorber.* International Journal of Science, Technology and Management.
- [9] Skriptyan. 2015. *Studi Pengaruh Perubahan Redaman Mekanik dan Redaman Elektrik Terhadap Redaman Total dan Daya Listrik Bangkitan Pada Hydraulic Regenerative Ssuspension.* Thesis. Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya.
- [10] Li Chuan, and Liang Ming. 2011. *Characterization and Modeling of a Novel Electro-hydraulic Variable Two-terminal Mass Device.* Journal of Vibroengineering.

- [11] I.M Ryabov, K.V Chernyshov, Pozdeev, 2015, *Comparative Evaluation of the Vibration Isolation Properties of a Suspension with Different Flywheel Dynamical Absorbers of the Car Body Oscillations*. Procedia Engineering.
- [12] Xu, Tongyi. 2013. *Design and Analysis of a Shock Absorber with a Variable Moment of Inertia Flywheel for Passive Vehicle Suspension*. Published Heritage Branch.
- [13] Fahzria, Listy. 2015. *Pemodelan dan Analisa Pengaruh damper Asimetrik Terhadap Kualitas Kenyamanan Kendaraan*. Thesis. Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya.
- [14] Metal and Alloys Densities.
http://www.engineeringtoolbox.com/metal-alloys-densities-d_50.html

BIOGRAFI PENULIS



Penulis bernama Hasbulah Zarkasy Nur Aziz. Lahir di Tulungagung, tanggal 13 April tahun 1993. Penulis menjalani pendidikan sekolah dasar di SDN 3 Sumberjo Kulon, Tulungagung, pada tahun 1999-2002, kemudian dilanjutkan ke SDN 3 Kepatihan, Tulungagung, pada tahun 2002-2003 dan SDN 2 Surodakan, Trenggalek tahun 2003-2005. Penulis melanjutkan pendidikan ke tingkat pertama di SMPN 1 Trenggalek pada tahun 2005–2008 dan tingkat atas di SMAN 1 Trenggalek pada tahun 2008–2011. Saat ini penulis sedang menjalani sarjana strata 1 (S1) di jurusan Teknik Mesin ITS, mengambil bidang konsentrasi Vibrasi dan Sistem Dinamis.

Penulis adalah pengajar tim olimpiade fisika di SMA Negeri 1 Trenggalek sejak tahun 2012 hingga sekarang, serta membuat lembaga bimbingan belajar fisika bernama “AppleTown Physics Course” di Trenggalek. Penulis memiliki mimpi bahwa suatu saat nanti Indonesia akan menjadi negara dengan sistem pendidikan terbaik di dunia. Hal tersebut hanya dapat diraih apabila Indonesia memiliki tenaga pengajar yang handal. Paradigma yang tengah berkembang di kalangan akademisi bahwa “*profesi sebagai dosen atau guru = loser*” harus segera dihilangkan. Tanpa pengajar yang berkualitas, mustahil akan lahir generasi-generasi penerus yang hebat.

“halaman ini sengaja dikosongkan”